



Untersuchung eines CO₂-Ejektorkreislaufs für Omnibusklimaanlagen

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 27385 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Förderkennzeichen: 27385
Projektleiter: Dr.-Ing. Gabriele Raabe
Dr.-Ing. Michael Sonnekalb
Wissenschaftliche Leitung: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Verfasser: Dr.-Ing. Gabriele Raabe
Antragssteller: TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik
Kooperationspartner: Konvekta AG, Schwalmstadt

Braunschweig, 2011

gefördert durch



Deutsche Bundesstiftung Umwelt

www.dbu.de

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben:

Untersuchung eines CO₂-Ejektorskreislaufs für Omnibusklimaanlagen

Projektleitung:

Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

Institut für Thermodynamik

Dr.-Ing. Gabriele Raabe / Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff / Dr.-Ing. Nikolas Lemke / Prof. Dr.-Ing.
Jürgen Köhler

Hans-Sommer-Str. 5

38106 Braunschweig

Tel.: +49 (0)531 / 391 - 2627

E-Mail: ift@tu-bs.de

Internet: www.ift.tu-bs.de

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	27385	Referat	Fördersumme	124.650,00
Antragstitel	Untersuchung eines CO₂-Ejektorkreislaufes für Omnibusklimaanlagen			
Stichworte	CO ₂ , Omnibusklimaanlage, Ejektor			
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)	
12 + 3 Monate	01.01.2010	31.03.2011 (verlängert)	1	
Zwischenberichte				
Bewilligungsempfänger	Technische Universität Braunschweig Institut für Thermodynamik Herr Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler Hans-Sommer-Str. 5 38106 Braunschweig		Tel	0531/391-2627
			Fax	0531/391-7814
			Projektleitung Prof. Dr.-Ing. J. Köhler	
		Bearbeiter Dr.-Ing. Gabriele Raabe		
Kooperationspartner	Konvekta AG Dr.-Ing. Michael Sonnekalb Am Nordbahnhof 5 34613 Schwalmstadt			

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Bei Omnibussen wird jährlich durchschnittlich 23 % der Kältemittelfüllmenge der Klimaanlage in die Atmosphäre freigesetzt. Serienklimaanlagen mit dem Kältemittel R134a leisten somit einen beachtlichen Beitrag zur direkten Emission von Treibhausgasen, der durch die Verwendung des alternativen Kältemittels CO₂ vermieden werden könnte.

Der so genannte indirekte Beitrag einer Klimaanlage an der Emission von Treibhausgasen entsteht durch den Kraftstoffmehrverbrauch zum Antrieb der Anlage. Somit wäre bei einer Optimierung einer CO₂-Klimaanlage auch eine Reduzierung der indirekten Emission von Treibhausgasen möglich.

Im Rahmen des geförderten (Gesamt-) Projekts wird daher erstmals untersucht, wie durch Verwendung eines Ejektors eine COP-Verbesserung für eine CO₂-Omnibus-Klimaanlage erzielt, und ein entsprechender CO₂-Ejektorkreislauf für Busklimaanlagen optimiert werden kann.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

In enger Kooperation der Konvekta AG und des IfT werden zunächst verschiedene Einsatzmöglichkeiten für einen Ejektor in einer CO₂-Omnibusklimaanlage untersucht. Zu diesem Zweck werden für die von der Konvekta AG identifizierten möglichen Schaltungsvarianten am IfT numerischen Simulationen mittels einer Modelica-Simulationsplattform durchgeführt, um die mögliche Effizienzsteigerung der Anlagenvarianten beurteilen zu können.

Um eine bestmögliche Steigerung der Energieeffizienz und des COP-Wertes für die reale CO₂-Ejektorklimaanlage zu erzielen, ist eine optimale Auslegung der Anlagenkomponenten erforderlich. Daher soll bei der Untersuchung des Ejektor-Kreislaufs erstmalig berücksichtigt werden, dass ein gewisser Anteil des Schmieröls aus dem Verdichter mit dem Kältemittel durch die Anlage zirkuliert, und somit die Eigenschaften und die Effizienzen aller Anlagenkomponenten beeinflusst. Dafür sind geeignete Stoffdatenmodelle für Gemische aus Kältemitteln und Schmierölen zu identifizieren, mit denen die Eigenschaften der Gemische in den verschiedenen Anlagenkomponenten vorhergesagt werden können.

Für eine ausgewählte Schaltungsvariante zur Integration des Ejektors in die Omnibus-Klimaanlage wird dann ein Ejektor ausgelegt, und zur weiteren Optimierung am IfT vermessen.

Zur Optimierung der Prozessführung wird zudem eine geeignete Regelstrategie entwickelt, um den Ejektor-Kreislauf in einem breiten Spektrum an Betriebspunkten optimal betreiben zu können. Zu diesem Zweck werden auch mögliche Stellglieder und Regelziele identifiziert.

Ergebnisse und Diskussion

Zur Untersuchung, wie ein Ejektor effizient in eine CO₂-Omnibusklimaanlage integriert werden kann, wurden Systemsimulationen zu verschiedenen Verschaltungen durchgeführt. Als ‚Defender‘ diente eine CO₂-Klimaanlage ohne Ejektor, für die die Simulationsmodelle derart angepasst wurden, dass sie die reale, bei Konvekta vermessene Anlage, korrekt beschreiben. Als mögliche Verschaltungsvarianten für einen Kreislauf mit Ejektor wurden sowohl eine 1-Verdampferanlage, als auch verschiedene Varianten einer 2-Verdampferanlage untersucht. Als besonders effizient - mit einer COP-Steigerung bis zu etwa 4% - hat sich eine kompakte 2-Verdampferanlage erwiesen, bei der sich zwei Verdampfer am Heck des Busses befinden, die einen einzigen Luftstrom zur Klimatisierung des gesamten Businnenraums kühlen. Eine weitere deutliche Effizienzsteigerung der Ejektor-Klimaanlage ist zudem möglich, wenn alle Anlagenkomponenten für die gewählte Verschaltung optimiert werden. Für diese Kompaktanlage existiert auch eine Vielzahl an möglichen Regelungsstellgliedern, um den Ejektor-Kältekreislauf in einem breiten Spektrum an Betriebspunkten optimal betreiben zu können. Eine Patentrecherche hat ergeben, dass bei einer solchen Ausführung des Kältekreislaufes derzeit auch keine Verletzungen von Patentrechten zu befürchten sind.

Da sich jedoch im Laufe des Projekts hergestellt hat, dass eine Kälteanlage für den reinen Klimaanlagebetrieb nicht mehr den Kundenwünschen der Konvekta AG entspricht, wurde darauf verzichtet, einen Ejektor zu entwickeln und zu optimieren, der allein für den hier untersuchten Klimaanlagenbetrieb ausgelegt ist. Stattdessen wurden im Rahmen der experimentellen Arbeiten am IFT grundsätzliche Untersuchungen zu den Strömungsverhältnissen im Ejektor durchgeführt, die für zukünftige Arbeiten, z.B. für ein geplantes Projekt zur umschaltbaren CO₂-Ejektor-Klimaanlage-Wärmepumpe, grundlegende Erkenntnisse zu den Strömungsverhältnissen im Ejektor liefern konnten. So wurden wichtige Korrelationen zwischen den Eintrittsbedingungen am Ejektor und der Strahleinschnürung und -aufweitung ermittelt, die künftig als Basis zur optimierten Auslegung von Treibdüse und Mischrohr dienen können.

Es konnte gezeigt werden, dass die PC-SAFT-Zustandsgleichung grundsätzlich in der Lage ist, das Phasenverhalten und die Dichten des CO₂-Öl-Gemisches gut zu beschreiben. Voraussetzung ist allerdings die Verfügbarkeit von experimentellen Daten für die Reinstoffe und das Gemisch um die Modellparameter anpassen zu können. Die Ergebnisse aktueller Ansätze für die Vorhersage von Gemischviskositäten sind allerdings mit großen Unsicherheiten behaftet.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

TISCHENDORF, C., LUCAS, C., KÖHLER, J. und TEGETHOFF, W.: *Visual Investigation of an Ejector Motive Nozzle*, ASME Conference, Vancouver, Kanada, 2010.

RAABE, G. und KÖHLER, J.: *Modeling of the thermophysical properties of CO₂-lubricant oil mixtures*, angenommene Posterpräsentation, 19th ETCP, Thessaloniki, Griechenland, August 2011.

Fazit

Durch das Vorhaben konnte grundsätzlich gezeigt werden, dass durch den Einsatz eines Ejektors eine Erhöhung des COPs einer CO₂-Omnibusklimaanlage möglich ist. Systemsimulationen für verschiedene Verschaltungen haben verdeutlicht, dass der Ejektor insbesondere bei Mehrverdampferanlagen vorteilhaft ist, da er dort eine geschickte Kopplung der Teilströme ermöglicht. Durch den Einsatz des Ejektors ließen sich CO₂-Klimaanlagen realisieren, die in ihrer Energieeffizienz mit modernen und hocheffizienten R134a-Anlagen vergleichbar sind. Zudem ist eine weitere deutliche Effizienzsteigerung der CO₂-Ejektor-Klimaanlage möglich, wenn alle Anlagenkomponenten für die gewählte Verschaltung optimiert werden.

Würde man in allen Omnibussen in Deutschland die R134a- durch CO₂-Ejektor-Anlagen ersetzen, ließe sich die direkte Emission des Treibhausgases R134a um mindestens (76-83,6) t/a reduzieren, ohne dass die indirekte Emission durch den Kraftstoffverbrauch zum Antrieb der Klimaanlage zunehmen würde.

Allerdings sind derzeit bei den Kunden der Konvekta AG nicht mehr reine Klimaanlagen, sondern vielmehr umschaltbare Kreisläufe gefragt sind, die im Sommer als Klimaanlagen, im Winter jedoch als Wärmepumpen betrieben werden können. Es wird daher erforderlich sein, die im Projekt gewonnenen Erkenntnisse zur optimalen Integration eines Ejektors und zu dessen optimaler Gestaltung auf diesen Anwendungsfall zu übertragen und zu überprüfen. Die Anlagenkomponenten sind dann auch für diese Anwendung zu optimieren.

Inhalt

0. Verzeichnisse	4
Abbildungsverzeichnis	4
Tabellenverzeichnis	5
Verzeichnis von Begriffen und Definitionen.....	6
1. Zusammenfassung und Ausblick.....	9
2. Einleitung.....	10
2.1 Ausgangssituation	10
2.2 Zielsetzung und Aufgabenstellung	12
3. Simulationen zur Identifizierung optimaler Schaltungsvarianten zur Integration eines Ejektors in eine Omnibusklimaanlage.....	13
3.1 Untersuchte Schaltungsvarianten	14
3.2 Randbedingungen für die Simulation.....	16
3.3 Simulationsergebnisse für die verschiedenen Verschaltungen	19
3.4 Optimierungspotenzial für die Ejektorsanlage.....	21
3.5 Identifizierung von Stellgliedern für die Regelung des Ejektorkreislaufs.....	22
3.6 Patentlage.....	23
4. Untersuchung von Stoffdatenmodellen für CO ₂ -Schmieröl-Gemische.....	24
4.1 Beschreibung von Dampf-Flüssig-Gleichgewichten und Dichten.....	24
4.1.1 Verwendete Zustandsgleichungen	24
4.1.2. Ergebnisse für das Phasenverhalten und die Dichten des Gemisches	26
4.2 Berechnung von Viskositäten in CO ₂ + Schmieröl-Gemischen	30
4.2.1 Verwendete Viskositätsmodelle.....	30
4.2.2 Ergebnisse für die Viskositäten der Reinstoffe	32
4.2.3 Ergebnisse für die Viskositäten der Gemische	33
4.2.4 Einfluss des umlaufenden Schmieröls auf den Kältekreislauf	35
5. Experimentelle Untersuchungen des Ejektors	38
5.1 Beschreibung des modifizierten Ejektorprüfstands	38
5.2 Durchgeführte Messungen.....	40
6. Vermessung von Referenzanlagen ohne Ejektor	44
6.1 Durchgeführte Messungen.....	44
6.2 Messergebnisse	45

7. Potenzielle Umweltbelastung.....	49
8. Fazit.....	49
Literaturverzeichnis	51
Patente und Patentanträge.....	52
Anhänge.....	55
A1 Schaltbilder und Simulationsergebnisse	55
A 2 Verwendete Stoffdatenmodelle und angepasst Modellparameter.....	61

0. Verzeichnisse

Abbildungsverzeichnis

1. 1 Einfacher Kältekreislauf mit Ejektor und Aufbau eines Ejektors	11
3.1 Untersuchte Schaltungsvarianten für eine CO ₂ -Omnibusklimaanlage	15
3. 2 CPO über Kältemittelfüllmenge für die Referenzanlage 1VD_o	17
3. 3 CPO über Kältemittelfüllmenge z für die Ejektor-Klimaanlage 2VD_Ej_kompakt	18
4. 1 Experimentelle Löslichkeiten [FPL05] von CO ₂ in PEB8 und PEC5 und Berechnungsergebnisse für die PC-SAFT- und die VTPR-Zustandsgleichung.....	28
4. 2 VLE und Sättigungsdichten im Gemisch CO ₂ + POE68, berechnet mit der PC-SAFT- und der VTPR-Zustandsgleichung; exp. Daten von [NB09].	29
4. 3 Ausschnitt aus der 12 MPa-Isobare des binären Gemisches CO ₂ + PEC5, berechnet mit der PC-SAFT-Zustandsgleichung	37
4. 4 267 K-, 280 K- und 283 K-Isotherme des binären Gemisches CO ₂ + PEC5, berechnet mit der PC-SAFT-Zustandsgleichung	37
5. 1 Schaltplan für den modifizierten Ejektorprüfstand im IFT	40
5. 2 Untersuchte Treibdüsen	41
5. 3 Glaszylinder zur Aufnahme der Ejektortreibdüse, Vermessung des Strahlwinkels	41
5. 4 Ergebnisse für die Einschnürung $A_{\text{eff}}/A_{\text{geo}}$ des Treibstrahls.....	42
5. 5 Ergebnisse für den Strahlwinkel bei der 5-Lochdüse.	43
6. 1 Schnittansicht der R134a-Klimaanlage ohne Kompressor	44
6. 2 Darstellung des Kältekreislaufs der R134a-Klimaanlage im log-p-h-Diagramm.	46
6. 3 Darstellung des Kältekreislaufs der CO ₂ -Klimaanlage im log-p-h-Diagramm.	48
A 1. 1 Schaltbild für Referenzkreislauf 1VD_o	55
A 1. 2 Schaltbild für Referenzkreislauf 1VD_o	56

A 1. 3 Schaltbild für einfachen 1-Verdampfer-Ejektorkreislauf 1VD_Ej.....	57
A 1. 4 Schaltbild für 2-Verdampfer-Ejektorkreislauf 2VD_Ej mit Frontboxverdampfer.....	58
A 1. 5 Schaltbild für 2-Verdampfer-Ejektorkreislauf 2VD_Ej_kompakt	59
A 1. 6 Schaltbild für 2-Verdampfer-Ejektorkreislauf 2VD_Ej_Split	60

Tabellenverzeichnis

3. 1	Untersuchte Randbedingungen in der Simulation.....	18
3. 2	Vergleich von Einverdampfer-CO ₂ -Klimaanlagen ohne (1VD_o) und mit Ejektor (1VD_Ej)	20
3. 3	Vergleich von 2-Verdampfer-CO ₂ -Klimaanlagen ohne (2VD_o) und verschiedenen Varianten mit Ejektor (2VD_Ej, 2VD_Ej_kompakt und 2VD_Ej_Split)	21
3. 4	Vergleich der Ejektor-Anlage 2VD_Ej_kompakt mit und ohne IHX bei Teillast, u = 1	22
4. 1	Resultierende Abweichungen der PC-SAFT-Gleichung und des VTPR-Ansatzes	27
4. 2	Mittlere prozentuale Abweichung der berechneten Flüssigkeitsdichten.....	30
4. 3	Resultierende Abweichung von experimentellen Datenpunkten [.....	32
4. 4	Wechselwirkungsparameter für die PC-SAFT-Zustandsgleichung	33
4. 5	Mittlere Abweichung für die berechneten Gemischviskositäten.	35
4. 6	Zustände des Kältemittelstroms im Kreislauf 2VD_EJ_	36
6. 1	Ermittelte COP-Werte für die R134a-Anlage und Verbesserungspotenzial	45
6. 2	Ermittelte COP-Werte für die CO ₂ -Anlage und Verbesserungspotenzial.	47
A 2. 1	Reinstoffparameter für die PC-SAFT-Zustandsgleichung, resultieren Abweichung	61
A 2. 2	Wechselwirkungsparameter für die PC-SAFT-Zustandsgleichung	62
A 2. 3	Reinstoffparameter für die VTPR-Zustandsgleichung.....	63
A 2. 4	Wechselwirkungsparameter für binäre VLE-Berechnungen mit der VTPR-Zustandsgleichung + G ^E -Mischungsregel (mod. PSRK) + UNIQUAC-Modell	63
A 2. 5	UNIQUAC-Parameter r und q für die reinen Komponenten	64
A 2. 6	Parameter für die Friction Theorie auf Basis der PC-SAFT-Zustandsgleichung.	64
A 2. 7	Parameter für die Free Volume Methode Datenpunkten	65

Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	$\text{kJ m}^3 \text{ kmol}^{-2}$	Parameter in der VTPR-Zustandsgleichung
A	m^2	(Querschnitts-) Fläche
b	$\text{m}^3 \text{ kmol}^{-1}$	Parameter in der VTPR-Zustandsgleichung
B	-	Parameter im Free Volume Viskositätenmodell
c	m^3	Translationsparameter in der VTPR-Zustandsgleichung
d_{ij}	-	Wechselwirkungsparameter
D	mm	Durchmesser
F	J mol^{-1}	Freie Energie
G^E	J mol^{-1}	Freie Exzessenthalpie
k_B	JK^{-1}	Boltzmannkonstante
k_{ij}	-	Wechselwirkungsparameter
k	-	Splitting-Faktor
l	m	Parameter im Free Volume Viskositätenmodell
m	-	Parameter in der PC-SAFT-Zustandsgleichung
\dot{m}	kg s^{-1}	Massenstrom
M	g mol^{-1}	Molmasse
n	s^{-1}	Drehzahl
N	-	Anzahl (Teilchen, Messpunkte)
p	bar/MPa	Druck
q	-	reduzierte Oberfläche einer Strukturgruppe
r	-	reduziertes Volumen einer Strukturgruppe
R	$\text{J mol}^{-1}\text{K}^{-1}$	Allgemeine Gaskonstante
T_{12}	-	Parameter in Mischungsregel für Viskositäten
T	$^{\circ}\text{C}/\text{K}$	Temperatur
u	-	Frischlufanteil
v	$\text{m}^3 \text{ kmol}^{-1}$	Spezifisches Volumen
w	kg kg^{-1}	Massenanteil
x	mol mol^{-1}	Molanteil

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	$\text{J m}^3 \text{kg}^{-1} \text{mol}^{-1}$	Parameter im Free Volume Viskositätenmodell
β	$^\circ$	Strahlwinkel
ε_i	K	Parameter in der PC-SAFT-Zustandsgleichung
ϵ	-	Exponent
η_{ei}	-	Ejektoreffizienz
η	mPas	Viskosität
Θ	-	Oberflächenanteil
κ		Koeffizient in der Friction Theory
ρ	kg m^{-3}	Dichte
σ_i	m	Parameter in der PC-SAFT-Zustandsgleichung
σ		Oberflächenspannung
τ_{ij}	-	Wechselwirkungsparameter im UNIQUAC-Modell
Φ	-	Volumenanteil
ω	-	Azentrischer Faktor

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
COP	Coefficient of Performance
EOS	Zustandsgleichung
IWT	Interner Wärmeübertrager
MR	Mischungsregel
Oh	Ohnesorge-Zahl
PEB	Pentaerythritol-tetra-(2-ethylhexonat)
PEC	Pentaerythritol tetraalkanoaten
POE	Polyol-Ester
VLE	Dampf-Flüssig-Phasengleichgewicht

Indizes

Index	Bezeichnung
0	Referenzwert, Bezugspunkt
a	attraktiv
c	am kritischen Punkt
D	am Diffusoraustritt
disp	Dispersiv
ej	Ejektor
exp	experimenteller Wert
isen	isentrop
i	Komponente i betreffend
ld	ideales Gas
hc	„Harte Kette“
m	Mittelwert
pert	Störungsterm
r	repulsiv
res	residual
s	Saugstrom
t	Treibstrom

1. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Projekts wurde erstmals untersucht, wie ein Ejektor effizient in eine CO₂-Omnibusklimaanlage integriert werden kann. Zu diesem Zweck wurden Systemsimulationen zu verschiedenen Verschaltungen durchgeführt. Als ‚Defender‘ diente eine CO₂-Klimaanlage ohne Ejektor, für die die Simulationsmodelle derart angepasst wurden, dass sie die reale, bei Konvekta vermessene Anlage, korrekt beschreiben. Als mögliche Verschaltungsvarianten für einen Kreislauf mit Ejektor wurden sowohl eine 1-Verdampfer-Anlage, als auch verschiedene Varianten einer 2-Verdampferanlage untersucht.

In theoretischen Arbeiten wurden am IfT Untersuchungen zur Eignung verschiedener Zustandsgleichungen zur Vorhersage des Phasenverhaltens und der Dichten von Gemischen aus CO₂ als Kältemittel und Schmierölen durchgeführt. Desweiteren wurden aktuelle Ansätze für die Vorhersage von Gemischviskositäten hinsichtlich ihrer Eignung für die CO₂+Schmierölgemische analysiert.

Am IfT wurde zudem ein Prüfstand modifiziert, der die Vermessung eines Ejektors als Einzelkomponente, aber auch die Untersuchung von Ejektorkreisläufen unter variablen Randbedingungen ermöglicht. Am modifizierten Prüfstand wurden dann Freistrahversuche durchgeführt, um grundlegende Erkenntnisse zu den Strömungsverhältnissen, und damit zur optimalen Gestaltung der Düsen zu erhalten.

In den Systemsimulationen am IfT und den experimentellen Untersuchungen von Referenzkreisläufen bei Konvekta konnte gezeigt werden, dass durch den Einsatz eines Ejektors grundsätzlich eine COP-Steigerung der Klimaanlage um bis zu 4 % möglich ist, insbesondere bei Mehrverdampferanlagen. Für eine weitere deutliche Effizienzsteigerung der Ejektor-Klimaanlage ist jedoch eine Optimierung aller Anlagenkomponenten für die gewählte Verschaltung erforderlich.

Hinsichtlich der optimalen Gestaltung des Ejektors konnten in den experimentellen Untersuchungen wichtige Korrelationen zwischen den Eintrittsbedingungen am Ejektor und der Strahleinschnürung in der Treibdüse sowie der Strahlaufweitung des Mischstroms ermittelt werden. Diese können künftig als Basis zur optimierten Auslegung von Treibdüse und Mischrohr dienen.

Die gewonnenen Erkenntnisse aus diesem Projekt sollen in einem geplanten DBU-Projekt Verwendung finden, in dem umschaltbare CO₂-Ejektor-Kreisläufe untersucht werden sollen, die im Sommer als Klimaanlagen, im Winter jedoch als Wärmepumpen betrieben werden können. Zielsetzung dieses Vorhabens wird es sein, alle Anlagenkomponenten einschließlich des Ejektors für diese Anwendung zu optimieren.

Die Bearbeitung des Vorhabens erfolgte in Zusammenarbeit mit dem Kooperationspartner Konvekta AG in Schwalmstadt, und wurde von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unter dem Förderkennzeichen AZ 27385 gefördert.

2. Einleitung

2.1 Ausgangssituation

Gemäß der Angaben des World Resource Institute [WRI00] liegt der Beitrag des Transportsektors an der Emission von Treibhausgasen bei 21 %. Mobile Klimaanlage leisten an dieser Emission dabei sowohl direkt als auch indirekt einen erheblichen Beitrag. Mit dem direkten Beitrag bezeichnet man die Freisetzung der synthetischen Kältemittel in die Atmosphäre durch Leckage der Klimaanlage. Der indirekte Beitrag entsteht durch den Kraftstoffverbrauch zum Antrieb der Klimaanlage. Um die direkte Emission durch mobile Klimaanlage zu reduzieren, verbietet die EU Gesetzgebung 2006/40/EC [EC06] seit Januar 2011 die Vermarktung von neuen PKW-Typen, die in ihren Heiz- und Klimasystemen Kältemittel mit einem Global Warming Potential (GWP) von über 150 verwenden, d.h. des derzeit gebräuchlichen Kältemittels R134a mit einem GWP von 1300.

Auch die gegenwärtig in der Serie eingesetzten Klimaanlage für Omnibusse sind mit dem Kältemittel R134a befüllt. Sie sind noch nicht von der EU Gesetzgebung 2006/40/EC betroffen, da zwar eine Erweiterung erwogen wird, aber noch keine genaue Frist gesetzt ist. Durch Leckagen an Schläuchen und Dichtungen, bei Unfällen oder Wartungsarbeiten werden aber gerade bei Omnibussen aufgrund der hohen Kälteleistung und der damit verbundenen großen Kältemittelfüllmenge erhebliche Mengen an R134a freigesetzt. In einer aktuellen Studie der Berliner Verkehrsbetriebe [Ebe11] wurde beispielsweise für die 1349 eingesetzten Busse der BVG ein Kältemittelverbrauch von 7487 kg R134a pro Jahr ermittelt, was etwa 30,8 % der Gesamtfüllmenge entspricht.

Kohlendioxid ist ein natürliches, ungiftiges und nicht brennbares Kältemittel ohne Ozonzerstörungspotential und einem GWP-Wert von 1, so dass die direkte Emission von Treibhausgasen durch die Verwendung von CO₂ als Kältemittel reduziert werden kann. Wenn durch eine weitere Optimierung der CO₂-Klimaanlagen ihre Effizienz über die der herkömmlichen R134a-Anlagen gesteigert werden kann, würde dies auch einen Beitrag zur Reduzierung der indirekten Emission von Treibhausgasen durch die erforderliche Antriebsleistung mobiler Klimaanlage leisten.

In einem von der DBU geförderten Projekt (AZ 10833) wurde von der Konvekta AG bereits ein Prototyp einer CO₂-Omnibusklimaanlage entwickelt, der im Straßeneinsatz in Stadtbussen eine gute Funktionstüchtigkeit und Zuverlässigkeit aufwies. Simulationen ergaben für die CO₂-Klimaanlage bei mitteleuropäischen Klimaverhältnissen Kälteleistungen und Leistungszahlen (COP = coefficient of performance, Verhältnis von Kälte zu Antriebsleistung), die mit herkömmlichen R134a-Serienanlagen vergleichbar oder sogar größer sind. Dieses Projekt konnte somit die grundsätzliche Eignung von CO₂ als Kältemittel für diese Anwendung bestätigen. Es zeigte zudem auf, dass bei einer weiteren Optimierung der CO₂-

Omnibusklimaanlage noch höhere COPs und eine weitere Steigerung der Energieeffizienz realisierbar sind, so dass sie nicht nur unter ökologischen, sondern auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten einer konventionellen R134a-Anlage überlegen sein kann. Eine Möglichkeit zur Optimierung von CO₂-Klimaanlagen besteht in der Reduzierung der Drosselverluste, die bei CO₂-Kältekreisläufen aufgrund der größeren Druckdifferenzen zwischen Gaskühleraustritt und Verdampfeintritt größer sind als bei anderen Kältemitteln. Diese Drosselverluste ließen sich durch Verwendung eines Ejektors anstelle des herkömmlichen Expansionsventils deutlich reduzieren.

In einem Ejektor wird das aus dem Gaskühler kommende und unter hohem Druck stehende Kältemittel (Treibstrom) beschleunigt (s. Abb 1.1). Die kinetische Energie des Treibstroms wird genutzt, um einen Kältemittelstrom aus dem Verdampfer (Saugstrom) anzusaugen, mitzureißen und auf ein höheres Druckniveau zu komprimieren. Somit wird das vom Verdichter zu überwindende Druckverhältnis reduziert, so dass weniger Antriebsleistung für den Verdichter benötigt wird. Gegenüber anderen arbeitsleistenden Expansionsorganen hat der Ejektor den Vorteil, dass er einfach aufgebaut ist, und keine mechanisch beweglichen Bauteile enthält, die zu einem Verschleiß führen würden.

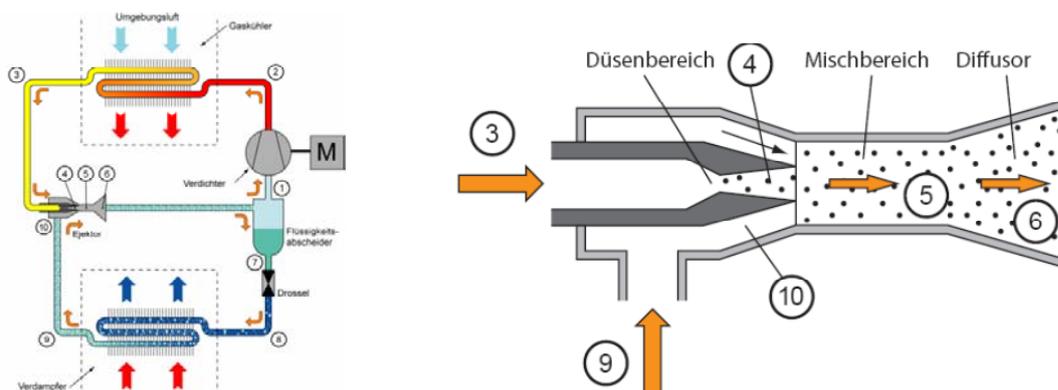


Abb. 1. 1 Einfacher Kältekreislauf mit Ejektor und Aufbau eines Ejektors

Im Rahmen eines auf zwei Jahren ausgelegten Gesamtprojekts sollte erstmalig untersucht werden, wie ein Ejektor in einer Omnibus-Klimaanlage effizient eingesetzt werden kann. Gegenstand des Gesamtprojektes ist dabei die Entwicklung und Optimierung dieser CO₂-Ejektor-Klimaanlage für Omnibusse, einschließlich der erforderlichen theoretischen und experimentellen Untersuchungen. Die theoretischen Arbeiten sollen insbesondere den Einfluss des mit dem Kältemittel zirkulierenden Schmieröls betrachten, der bislang in Verbindung mit Ejektoren noch nicht untersucht wurde.

Das Gesamtprojekt wurde in zwei eigenständige Teile aufgeteilt. Der vorliegende Abschlussbericht bezieht sich auf das erste Teilprojekt.

2.2 Zielsetzung und Aufgabenstellung

Im Rahmen des 1. Teilprojektes sollte erstmals untersucht, wie ein Ejektor effizient in eine CO₂-Omnibusklimaanlage zu integrieren ist, da bisher noch keine Untersuchungen zum Einsatz von Ejektoren in Kältekreisläufen existieren, die die Randbedingungen, erforderlichen Leistungen und möglichen Verschaltungen entsprechender Klimaanlagen aufweisen. Die neuartigen Lösungsansätze zur Verwirklichung dieser Zielsetzung bestehen zunächst in der Systemsimulation verschiedener Verschaltungen zur Integration des Ejektors in eine Omnibus-Klimaanlage am IfT. Zur Validierung der Simulationen sollten bei Konvekta experimentelle Untersuchungen für einen Referenzkreislauf ohne Ejektor durchgeführt werden.

Nach Bestimmung des effizientesten Kreisprozesses einer CO₂-Busklimaanlage mit Ejektor sollten für diesen mögliche Stellglieder identifiziert werden, um den Kreislauf in einem breiten Spektrum an Betriebspunkten optimal betreiben zu können.

Da die Effizienzsteigerungen realer Ejektor-Anlagen zurzeit noch weit unter den theoretisch möglichen Werten liegen, kommt der optimalen Auslegung der Anlagenkomponenten und der Prozessführung eine große Bedeutung zu. Bei der Optimierung des Ejektorkreislaufs soll daher erstmalig berücksichtigt werden, dass ein gewisser Anteil des Schmieröls aus dem Verdichter mit dem Kältemittel durch die Anlage zirkuliert, und somit die Eigenschaften und die Effizienzen aller Anlagenkomponenten beeinflusst. Zu diesem Zweck sollten verschiedene Ansätze zur Modellierung von Phasengleichgewichten, Dichten und Viskositäten hinsichtlich ihrer Eignung zur Beschreibung der Stoffeigenschaften von Gemischen aus CO₂+Schmieröl untersucht werden.

Da sowohl für verschiedene Ejektor-Kältekreisläufe als auch zu deren Regelung bereits Patente bestehen, sind zudem Patentstudien erforderlich.

Aus den Zielsetzungen des 1. Teilprojekts ergibt sich folgende Aufgabenstellung

- Identifizierung geeigneter Stoffdatenmodelle für die zuverlässige Vorhersage von Dampf-Flüssig-Phasengleichgewichten, Dichten und Viskositäten für Gemische aus Kältemitteln und Schmierölen
- Vermessung von Referenz-Omnibusklimaanlagen ohne Ejektor auf dem Klimaprüfstand von Konvekta zur Validierung der System-Simulationen am IfT und zur Ermittlung des Effizienzverbesserungspotentials durch einen Ejektor
- System-Simulationen am IfT in Absprache mit Konvekta zur Untersuchung verschiedener Einsatzmöglichkeiten für einen Ejektor in einer CO₂-Omnibusklimaanlage und zur Identifizierung möglicher Stellglieder.
- Modifizierung eines Prüfstands am IfT zur Vermessung des Ejektors
- Experimentelle Untersuchungen zur Optimierung des Ejektors
- Patentrecherche zu bestehenden CO₂-Kältekreisläufen mit Ejektor

Ursprünglich war geplant, dass am Ende des ersten Teilprojekts ein Konzept für eine optimale Verschaltungsvariante einer CO₂-Ejektor-Busklimaanlage vorliegt, sowie ein dafür optimierter Ejektor. In einem zweiten Teilprojekt sollte dann bei der Konvekta AG ein Prototyp für diese CO₂-Ejektor-Busklimaanlage aufgebaut werden, in der der am IfT entwickelte und optimierte Ejektor integriert werden sollte.

Allerdings hat sich im Verlauf des ersten Teilprojekts herausgestellt, dass eine reine CO₂-Busklimaanlage nicht mehr den Kundenwünschen der Konvekta AG entspricht, sondern vielmehr umschaltbare Kreisläufe gefragt sind, die im Sommer als Klimaanlage, im Winter jedoch als Wärmepumpen betrieben werden können. Damit wird das 2. Teilprojekt in der geplanten Form nicht mehr beantragt und durchgeführt werden. Vielmehr ist ein Projektantrag geplant, der die Entwicklung einer umschaltbaren CO₂-Ejektor-Klimaanlage/Wärmepumpenanlage zum Gegenstand hat. Da die Betriebsweise als reine Klimaanlage oder Klima-Wärmepumpenanlage auch die Auslegung des Ejektors beeinflusst, wurde darauf verzichtet, einen Ejektor zu entwickeln und zu optimieren, der allein für den hier untersuchten Klimaanlagenbetrieb ausgelegt ist. Stattdessen wurden im Rahmen der experimentellen Arbeiten am IfT grundsätzliche Untersuchungen zu den Strömungsverhältnissen im Ejektor durchgeführt, die für zukünftige Arbeiten, d.h. für das geplante Projekt zur umschaltbaren CO₂-Ejektor-Klimaanlage/Wärmepumpe, grundlegende Erkenntnisse zur optimalen Gestaltung der Düsen liefern (vergl. Kap. 5.2).

3. Simulationen zur Identifizierung optimaler Schaltungsvarianten zur Integration eines Ejektors in eine Omnibusklimaanlage

Gegenstand des vorliegenden Projekts ist es, erstmalig zu untersuchen, wie durch die Verwendung eines Ejektors die Effizienz einer Omnibus-Klimaanlage gesteigert werden kann. Der Schwerpunkt liegt dabei in der Entwicklung einer CO₂-Ejektoranlage, deren COP und Kälteleistung über den Werten einer modernen, hocheffizienten R134a-Anlage oder auch CO₂-Anlage ohne Ejektor liegt. Die neuartigen Lösungsansätze zur Verwirklichung dieser Zielsetzung bestehen zunächst in der Untersuchung verschiedener Verschaltungen, um aufzuklären, wie ein Ejektor möglichst effizient und sinnvoll in eine Omnibus-Klimaanlage zu integrieren ist. Für die Simulationen steht eine objektorientierte Simulations-Plattform für die Berechnung von Kälte- und Wärmepumpenkreisläufen zur Verfügung [Teg99]. Dabei handelt es sich um die Modelica Modellbibliothek TIL (TLK-IfT-Library) in Verbindung mit der Simulationsplattform Dymola, die eine Komponentenbibliothek für stationäre und transiente Simulationen darstellt. Die Bibliothek wurde von der TLK-Thermo GmbH und dem Institut für Thermodynamik der TU Braunschweig entwickelt.

Der Vorteil von TIL ist die flache Modellstruktur, die es dem Anwender ermöglicht, die Bibliothek auf einfache Weise zu erweitern. TIL ermöglicht die Simulation sehr unterschiedlicher physikalischer Phänomene und die einfache Analyse der Effizienz der Kreislauflkomponenten. Die Modelle für einzelne Anlagenkomponenten können zusammengefasst werden, um Simulationen des Gesamtsystems in Hinblick auf die Optimierung einzelner Anlagenkomponenten durchführen zu können.

Diese Simulationsplattform wurde mithilfe dynamischer Simulationsmodelle in der Modellsprache Modelica auf die Bedürfnisse des beantragten Projekts angepasst.

3.1 Untersuchte Schaltungsvarianten

Bevor verschiedene Schaltungsvarianten zur Integration eines Ejektors untersucht werden können, muss zunächst eine geeignete Referenzanlage identifiziert werden. Die meisten Busklimaanlagen zur Klimatisierung des Fahrgastraums bestehen aus einem großen Verdampfer, der am hinteren Teil des Busses quer eingebaut ist, oder aber auch auf dem Dach installiert ist. Ein solcher 1-Verdampfer-Kältekreislauf mit CO₂ als Kältemittel stellt die Referenzanlage für die Simulationen verschiedener Kreislauflvarianten dar. Der schematische Aufbau der einfachen Referenzanlage ist als 1VD_o in Abb. 3.1 a) skizziert. Daneben ist in vielen Bussen zur Klimatisierung des Fahrerplatzes noch ein kleinerer Verdampfer in der so genannten Frontbox am Fahrerplatz vorhanden. Daher wurde auch eine solche 2-Verdampfer-Anlage mit Hauptverdampfer auf dem Dach und einem kleineren Verdampfer in der Frontbox als Referenzkreislauf 2VD_o untersucht (s. Abb. 3.1 b)). Bei dieser Verschaltung können die Verdampfer für den Fahrgast- und Fahrerraum mit unterschiedlichen Druckniveaus und damit auch verschiedenen Verdampfungstemperaturen betrieben werden.

Als einfachste Möglichkeit zur Integration eines Ejektors wurde der 1-Verdampfer-Kreislauf 1VD_Ej gemäß Abb. 3.1 c) untersucht. Dabei wird das aus dem Gaskühler kommende und unter hohem Druck stehende Kältemittel als Treibstrom im Ejektor beschleunigt, saugt dadurch einen Kältemittelstrom aus dem Verdampfer (Saugstrom) an, und reißt ihn mit. Der Mischstrom wird auf ein höheres Druckniveau komprimiert, so dass das vom Verdichter zu überwindende Druckverhältnis reduziert wird. Da das Kältemittel, das durch den Ejektor strömt, ein Gemisch aus Flüssigkeits- und Dampfphase ist, ist im Kältekreislauf nach dem Ejektor ein Abscheider angeordnet, der verhindert, dass flüssiges Kältemittel in den Verdichter gelangt.

Als ‚Ejektor-Variante‘ des in Abb. 3.1 b) skizzierten 2-Verdampferkreislaufs mit Frontboxverdampfer wurde der Kreislauf 2VD-Ej gemäß Abb. 3.1 d) untersucht. In dieser Variante ist der Hauptverdampfer zur Klimatisierung des Fahrgastraums direkt hinter dem Ejektor angeordnet und wird somit vom gesamten Kältemittelstrom durchströmt. Im anschließenden Abscheider wird ein Teilmassenstrom für den zweiten Kältekreislauf zur Klimatisierung des Fahrerraums abgezweigt.

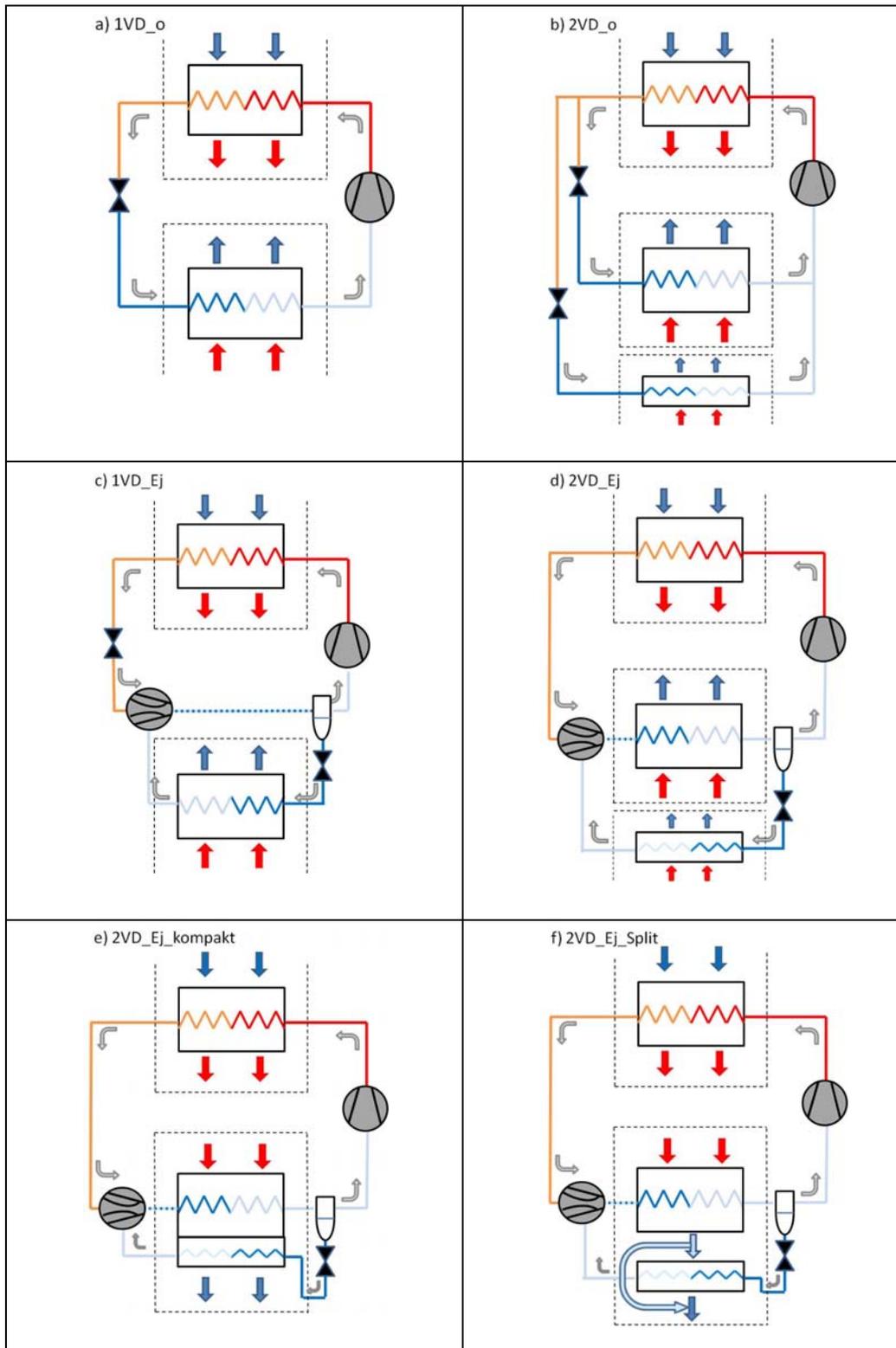


Abb. 3.1 Untersuchte Schaltungsvarianten für eine CO₂-Omnibusklimaanlage: a) und b) stellen 1- bzw. 2-Verdampfer-Referenzanlagen ohne Ejektor dar, c) und d) sind die zu a) und b) korrespondierenden Anlagen mit Ejektor, e) und f) Varianten einer 2-Verdampfer-Kompaktanlage mit Ejektor.

Der Teilmassenstrom durchströmt den Frontboxverdampfer, wird als Saugstrom durch den Ejektor angesaugt und mit dem Hauptstrom wieder vermischt. In dieser Variante wird der Ejektor zur Kopplung der beiden Kältekreisläufe genutzt, und soll die Druckverluste ausgleichen, die aufgrund der sehr langen Saugleitung zum Verdampfer in der Frontbox entstehen.

Desweiteren wurde eine Kompaktbauweise des 2-Verdampfer-Ejektorkreislaufs 2VD_Ej simuliert, bei der die beiden Verdampfer nicht räumlich getrennt (Dach und Frontbox), sondern zusammen in einer Heckenanlage angeordnet sind. Somit entfällt die lange Saugleitung zum Frontboxverdampfer und der damit verbundene hohe Druckverlust. Die Luft zur Klimatisierung des Fahrgast- und Fahrerraums überströmt zunächst den Hauptverdampfer, dann den kleineren Verdampfer und wird anschließend im Bus verteilt. Der Fahrer kann somit seine Lufttemperatur nicht mehr - wie zuvor bei den Varianten 2VD_o oder 2VD_Ej - getrennt von der Fahrgastraumtemperatur regeln. Diese Schaltungsvariante 2VD_Ej_kompakt ist in Abb. 3.1 e) schematisch skizziert.

Als Variante dieser Kompaktanlage wurde die Verschaltung 2VD_Ej_Split gemäß Abb. 3.1 f) untersucht, bei der ein Teil des Luftmassenstroms nicht den zweiten Verdampfer überströmt, sondern an ihm vorbeigeführt wird. Durch den geringeren zu kühlenden Luftmengenstrom lässt sich der Kältemittelmassenstrom, der durch den zweiten Verdampfer strömt, ebenfalls variieren. Dadurch wird es möglich, den für den Ejektor optimalen Druckhub einzuregulieren. Durch die Aufspaltung des Luftstroms besteht wieder die Möglichkeit, Fahrgastraum und Fahrerraum getrennt voneinander zu klimatisieren. Dabei ist es sinnvoll, den Luftmassenstrom, der nur im ersten Verdampfer abgekühlt wurde, zur Klimatisierung des Fahrgastraums zu verwenden, und den im zweiten Verdampfer weiter abgekühlten Luftmassenstrom zur Kühlung des Fahrerraums zu nutzen. Somit kann durch die tiefere Anfangstemperatur der Wärmeeintrag in der langen Luftleitung vom Heck des Busses zum Fahrerplatz teilweise kompensiert werden. Es besteht aber auch die Möglichkeit, den Bypass-Luftstrom wieder mit dem im zweiten Verdampfer weiter abgekühlten Luftstrom zu vermischen, und Fahrgast- und Fahrerraum mit dem gleichen Luft-Mischstrom mittlerer Temperatur zu klimatisieren (wie in Abb. 3.1.f) dargestellt).

3.2 Randbedingungen für die Simulation

Um belastbare Simulationsergebnisse für die Effizienzsteigerung durch die Verwendung eines Ejektors zu erhalten, ist es erforderlich, dass die verwendeten Komponentenmodelle in der Modelica-Modellbibliothek und die untersuchten Betriebsbedingungen die einer realen CO₂-Omnibusklimaanlage möglichst realistisch abbilden. Daher wurde der einfache Referenzkreislauf 1VD_o derart ausgelegt, dass er der bei Konvekta verwendeten CO₂-Einverdampfer-Klimaanlage entspricht. Das bedeutet, dass in den Simulationsmodellen geometrische Abmaße verwendet wurde,

die mit denen der realen Anlagenkomponenten übereinstimmen. Die Modellierung der Wärmeübertrager wurde ebenfalls basierend auf der Wärmeübertragerauslegung von Konvekta durchgeführt. Für die Modellierung des bei Konvekta eingesetzten Bock-CO₂-Verdichters wurde das von Försterling [För04] dafür entwickelte Modell verwendet. Zudem entsprechen alle Rohrleitungslängen in der Simulation denen der realen CO₂-Omnibusklimaanlagen. Es war allerdings erforderlich, den Rohrleitungsdurchmesser in der Simulation etwas zu vergrößern, damit der Druckverlust in den Leitungen wie bei der realen Anlage in einem Bereich von 1,5-2 bar liegt. Für die bei Teillast experimentell ermittelten Werte für den Hochdruck von $p_0 = 90$ bar und einer Verdampfungstemperatur von 5°C wurde dann für die Referenzanlage 1VD_o die optimale Füllmenge an Kältemittel ermittelt. Wie in Abb. 3.2 dargestellt, ergibt sich für die Simulation eine optimale Füllmenge der Referenzanlage von 5,92 kg CO₂, was in der Größenordnung der Füllmenge der realen CO₂-Klimaanlage liegt. Dieses Ergebnis erlaubt die Schlussfolgerung, dass das Simulationsmodell des Referenzkreislaufs 1VD_o die reale CO₂-Einverdampfer-Klimaanlage hinreichend genau abbildet.

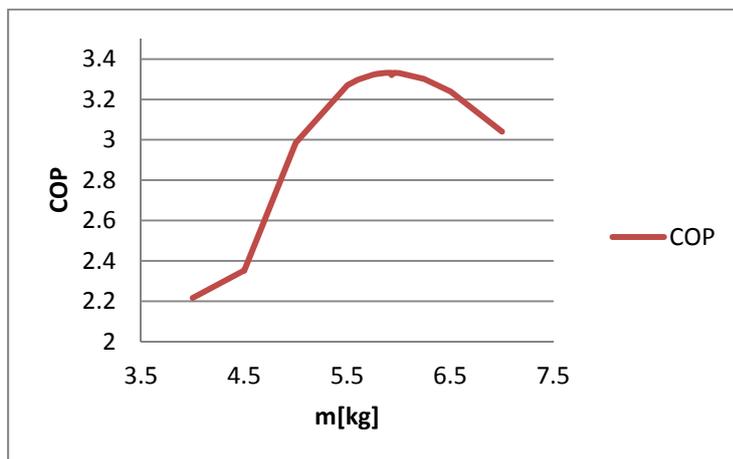


Abb. 3. 2 CPO über Kältemittelfüllmenge zur Ermittlung der optimalen CO₂-Füllmenge für die Referenzanlage 1VD_o

Bei Konvekta existiert zudem eine CO₂-Klimaanlage mit einem zweiten, kleineren Verdampfer in der Frontbox zur Klimatisierung des Fahrerraums. In der experimentellen Untersuchung der 2-Verdampfer-Anlage bei Konvekta wurde ermittelt, dass die Leistung des Frontbox-Verdampfers etwa 1/10 der des Hauptverdampfers entspricht. Dementsprechend besitzt das Simulationsmodell für den zweiten Verdampfer nur 1/10 der Austauschfläche des Hauptverdampfers. Für diese Referenzanlage 2VD_o wurde in der Simulationen eine optimale Füllmenge von 6,56 kg CO₂ ermittelt.

Um eine Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse für die verschiedenen Verschaltungen zu gewährleisten, wurden in den Ejektorkreisläufen die gleichen

Komponentenmodelle verwendet wie in den Referenzanlagen 1VD_o und 2VD_o. Das bedeutet, dass in allen Anlagenvarianten die gleichen Verdichter und Wärmeübertrager ‚eingebaut‘ wurden. Zudem wurden alle Simulationen für gleiche Randbedingungen durchgeführt, die in Tabelle 3.1 zusammengestellt sind.

Parameter		Wert	Kommentar
Außentemperatur	T_{umg}	28°C	
Innentemperaur	T_i	22°C	
Verdichterdrehzahl	n	15,2 Hz	Teillast, z.B. Stadtverkehr
		30,4 Hz	Volllast, Autobahnfahrt
Hochdruck	p_0	8,5-9,5 MPa	bei Teillast, n = 15,2 Hz
		12,0 MPa	bei Volllast, n = 30,5 Hz
Frischlufanteil	u	1	100% Frischluft
		0,5	50% Frischluft + 50% Umluft
Splitting	k	0,5	50% der Luft werden am 2. Verdampfer vorbeigeführt (2VD_Ej_Split)

Tab. 3.1 Untersuchte Randbedingungen in der Simulation

In den Ejektorkreisläufen wurde generell eine größere Kältemittelfüllmenge (> 7,5 kg) verwendet als in den Referenzanlagen. Wie in Abb. 3.3 exemplarisch für den Kreislauf 2VD_Ej_kompakt dargestellt ist, ist für alle Ejektorkreisläufe der COP nach Überschreiten einer Mindestfüllmenge nicht mehr so ausgeprägt von der Kältemittelmasse abhängig wie bei den Referenzkreisläufen (vergl. Abb. 3.2). Das liegt darin begründet, dass alle Ejektorkreisläufe über einen Abscheider verfügen, der als Kältemittelpuffer dient, und den optimalen Kältemittelstrom in der Anlage einregelt.

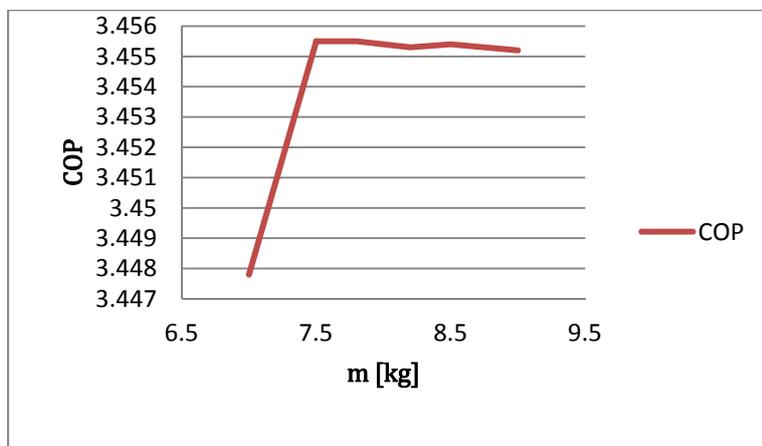


Abb. 3.3 CPO über Kältemittelfüllmenge zur Ermittlung der optimalen CO₂-Füllmenge für die Ejektor-Klimaanlage 2VD_Ej_kompakt

Der Abscheider in den Ejektorkreisläufen wurde derart ausgelegt, dass er ein ideales Abscheideverhalten bei einem Füllungsgrad von 20 - 80% aufweist. Da die Ejektorkreisläufe abhängig von der Verschaltung eine unterschiedliche Kältemittelfüll-

menge haben, musste auch die Größe des Abscheiders für die einzelnen Ejektorkreisläufe angepasst werden. Als Ausgangswert wurde ein Abscheider-volumen von 2 l gewählt, das dann für die einzelnen Verschaltungen derart angepasst wurde, dass der Abscheider in allen untersuchten Betriebspunkten optimal arbeitet, d.h. nicht leerläuft.

Zur Abschätzung der Ejektoreffizienz in den Simulationen wurde eine Korrelation verwendet, die in aktuellen Arbeiten am IfT [Fio11] entwickelt wurde. Diese Korrelation berechnet die Effizienz η_{ej} des Ejektors in Abhängigkeit von den Eintrittsbedingungen des Saug- und Treibstroms, sowie dem gemessenen Mitteldruck am Austritt

$$\eta_{ej} = 1,1326 \left[\left(\frac{p_s}{p_t - p_D} \ln \frac{p_D}{p_s} \right)^{0,522} \left(\frac{p_s}{p_t} \right)^{0,405} \left(\frac{Oh_t}{Oh_s} \right)^{0,148} \right] - 0,0327. \quad (3.1)$$

Darin sind p_s und p_t die Drücke des Saug- und Treibstroms am Ejektoreintritt, und p_D ist der Mitteldruck am Diffusoraustritt. Die Ohnesorge-Zahl Oh ist eine dimensionslose Kennzahl, die in der Verfahrenstechnik zur Charakterisierung von Fluidverstäubungen verwendet wird

$$Oh = \frac{\text{Reibungskraft}}{\sqrt{\text{Trägheitskraft} \cdot \text{Oberflächenkraft}}} = \frac{\eta}{\sqrt{\rho \sigma D}}. \quad (3.2)$$

Sie wird aus den Stoffdaten Viskosität η , Dichte ρ und der Oberflächenspannung σ sowie einer charakteristischen Länge D bestimmt. Unter der Annahme, dass die Oberflächenspannung von Saug- und Treibstrom in etwa gleich groß sind, kann das Verhältnis der Ohnesorge-Zahlen für die Eintrittsbedingungen des Treib- und Saugstrom damit ermittelt werden aus

$$\left(\frac{Oh_t}{Oh_s} \right) = \frac{\eta_t}{\eta_s} \sqrt{\frac{D_s \rho_s}{D_t \rho_t}}, \quad (3.3)$$

mit den Durchmessern D_s und D_t der Saug- und Treibdüse.

3.3 Simulationsergebnisse für die verschiedenen Verschaltungen

Die Schaltbilder für die Simulationen der verschiedenen Kreisläufe in der Modelica-Simulationsplattform sowie die Simulationsergebnisse für verschiedene Randbedingungen sind für alle untersuchten Kreisläufe im Anhang A1 zusammengestellt.

In der Tabelle 3.2 sind zunächst die optimalen COPs und erreichbaren Lufttemperaturen T_3 hinter dem Verdampfer für die einfachen 1-Verdampfer-Klimaanlagen mit (1VD_Ej) und ohne Ejektor (1VD_o) für verschiedene Betriebsbedingungen, d.h. Verdichterdrehzahl n und Frischluftanteile u gegenübergestellt.

n [Hz]	p ₀ [MPa]	u	1VD_o		1VD_Ej	
			COP	T3 [°C]	COP	T3 [°C]
15,2	ca. 9,5	0,5	3,3321	15,03	3,3940	14,64
15,2	ca. 9,5	1,0	3,4518	17,71	3,5387	17,19
30,4	ca. 12,0	0,5	1,8765	10,32	1,8672	9,85
30,4	ca. 12,0	1,0	1,9136	12,67	1,9059	12,13

Tab. 3. 2 Vergleich von Einverdampfer-CO₂-Klimaanlagen ohne (1VD_o) und mit Ejektor (1VD_Ej)

Da die Anlagenkomponenten für den Teillastbetrieb mit einer Verdichterdrehzahl von $n = 15,2$ Hz ausgelegt sind, lassen sich für beide Kältekreisläufe in diesem Betriebszustand die optimalen COPs verwirklichen. Der Vollastbetrieb bewirkt einen Abfall des COPs von ca. 44-46 %, der für die Ejektoranlage etwas ausgeprägter ist als für die Referenzanlage 1VD_o. Das liegt darin begründet, dass die Ejektoreffizienz für einen Hochdruck p_0 von ca. 8,5 MPa optimal ist, für steigende Werte von p_0 dann aber kontinuierlich abnimmt. Daher lässt sich der Ejektor im Teillastbetrieb am effizientesten einsetzen. Für die hier untersuchten Randbedingungen lassen sich durch die Verwendung des Ejektors die COPs der 1-Verdampfer-Klimaanlage um 1,9-2,5 % steigern. Dabei ist allerdings anzumerken, dass die Anlagenkomponenten nicht für den Ejektorkreislauf, sondern für den Referenzkreislauf 1VD_o optimiert wurden. Durch eine Optimierung der Bauteile für den Ejektorkreislauf wäre eine weitere Effizienzsteigerung des Kältekreislaufs möglich. Generell lässt sich zudem feststellen, dass sich durch die Verwendung des Ejektors in 1VD_Ej für alle untersuchten Betriebsbedingungen tiefere Lufttemperaturen realisieren lassen als mit der Referenzanlage 1VD_o.

In Tabelle 3.3 sind für den optimalen Betriebszustand mit $n = 15,2$ Hz und $p_0 = 9,5$ MPa die erreichbaren COPs und Lufttemperaturen T3 (hinter dem Hauptverdampfer) und T5 (nach den zweiten Verdampfer) für die verschiedenen untersuchten 2-Verdampferanlagen gegenübergestellt.

Die entsprechende Ejektorvariante zur bestehenden 2-Verdampfer-Klimaanlage (2VD_o) ist die Anlage 2VD_Ej. Beide Anlagen haben einen Hauptverdampfer zur Klimatisierung des Fahrgastraums auf dem Dach, und einen zweiten, kleinen Verdampfer zur Klimatisierung des Fahrerraums in der Frontbox. Aufgrund der kleinen Leistung des Frontboxverdampfers ist bei der Anlage ohne Ejektor bei einem Frischluftanteil von 100 % die Abkühlung der Luft für den Fahrerraum nur ungenügend. Durch den Einsatz des Ejektors ist eine deutlich stärkere Kühlung des Fahrerraums möglich, wobei gleichzeitig der COP der Klimaanlage um bis zu 2,5 % verbessert werden kann. Allerdings liegt die Lufttemperatur zur Klimatisierung des Fahrgastraums etwas höher als bei der Referenzanlage.

	u = 0,5			u = 1,0		
	COP	T3 [°C]	T5 [°C]	COP	T3 [°C]	T5 [°C]
2VD_o	3,3741	15,64	16,38	3,4903	18,37	19,25
2VD_Ej	3,4520	16,22	6,70	3,5772	18,95	8,64
2VD_Ej_kompakt	3,4916	(16,27)	14,44	3,6247	(19,02)	17,01
2VD_Ej_Split	3,4599	16,33	13,92	3,5800	19,06	16,22

Tab. 3. 3 Vergleich von 2-Verdampfer-CO₂-Klimaanlagen ohne (2VD_o) und verschiedenen Varianten mit Ejektor (2VD_Ej, 2VD_Ej_kompakt und 2VD_Ej_Split)

Eine COP-Verbesserung um bis zu 3,85 % gegenüber der Referenzanlage ist durch die Ejektoranlage 2VD_Ej_kompakt möglich. Bei dieser Anlage befinden sich beide Verdampfer am Heck des Busses, und kühlen einen einzigen Luftstrom zur Klimatisierung des gesamten Businnenraums. Dabei lassen sich für die Luft noch tiefere Abkühlungstemperaturen (T5) erreichen als für die beiden Luftströme bei der Referenzanlage (T3 und T5).

Durch das Splitting lässt sich bei den untersuchten Randbedingungen keine weitere Effizienzverbesserung erzielen. Zwar liegt die Temperatur nach dem zweiten Verdampfer unter der der Anlage VD_Ej_kompakt, allerdings wurden nur 50% des Luftstroms auf diese Temperatur abgekühlt. Vermischt man diesen Luftstrom wieder mit dem Bypassluftstrom, ergibt sich eine höhere Endtemperatur als bei der Kompaktanlage, bei gleichzeitig schlechterem COP-Wert. Letztendlich lassen sich die Varianten VD_Ej_kompakt und 2VD_Ej_Split aber mit der gleichen Bauweise der 2-Verdampfer-Ejektoranlage verwirklichen, wobei der Luftstromanteil über den zweiten Verdampfer mit einer Klappe eingestellt werden könnte.

3.4 Optimierungspotenzial für die Ejektoranlage

Aus den Simulationen geht also die 2-Verdampferanlage 2VD_Ej_kompakt als effizienteste Kreislaufverschaltung zur Integrierung eines Ejektors hervor, wobei wiederum anzumerken ist, dass die Anlagenkomponenten nicht für diesen Kreislauf optimiert wurden. Es ist daher zu erwarten, dass durch eine Optimierung der Bauteile für diese spezielle Verschaltung eine weitere Effizienzsteigerung des Kältekreislaufs möglich ist. Ein Optimierungspotential bietet beispielsweise die Anpassung der Übertragerflächen der beiden Verdampfer. In den bisherigen Simulationen entsprachen die Größen der Verdampfer denen in der Referenzanlage ohne Ejektor 2VD_o, bei dem der Hauptverdampfer zur Klimatisierung des Fahrgastraums, und ein Frontboxverdampfer mit 1/10 der Leistung zur Klimatisierung des Fahrerplatzes genutzt wurde. Bei der 2VD_Ej_kompakt werden jedoch beide Verdampfer zur Kühlung eines Luftstroms verwendet, so dass die Verteilung der Kühlleistung auf die beiden Verdampfer völlig frei wählbar ist. Wählt man beispielsweise ein Verhältnis der Austauschflächen von 1,5:1 ergibt sich für den Teillastbetrieb (bei u = 1) ein

COP von 3,87, was wiederum eine deutliche Verbesserung des Werte von 3,62 beim Verhältnis der Austauschflächen von 10:1 (s. Tab. 3.3) darstellt. Gegenüber der Referenzanlage 2VD_o ohne Ejektor entspricht das sogar einer Verbesserung des COPs von 10,9%.

Ein weiteres Verbesserungspotenzial für die Effizienz von CO₂-Kältekreisläufen besteht zudem in der Verwendung eines internen Wärmetauschers (IHX), zwischen Gaskühleraustritt und Verdichtereintritt. Um das Verbesserungspotenzial der 2-Verdampferanlage VD_Ej_kompakt durch einen IHX zu untersuchen, wurde exemplarisch für den Teillastbetrieb ($u = 1$) eine Simulation mit IHX durchgeführt. Damit der Eintrittszustand am Ejektor in einen Zustandsbereich liegt, für den die Ejektoreffizienz nach Gl. 3.1 sinnvolle Ergebnisse liefert, wurde der Luftmengenstrom über den Verdampfer erhöht. Für eine Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse wurde die Simulation für die Anlage 2VD_Ej_kompakt ohne IHX für diese angepasste Randbedingung wiederholt. Die Simulationsergebnisse sind in Tab. 3.4 gegenübergestellt. Sie verdeutlichen, dass sich durch den IHX die Effizienz der Ejektoranlage prinzipiell noch verbessern lässt, wobei gleichzeitig auch tiefere Luftaustrittstemperaturen hinter den Verdampfer realisiert werden können.

	COP	T5 [°C]
2VD_Ej_kompakt ohne IHX	3,63	15,8
2VD_Ej_kompakt mit IHX	3,71	15,0

Tab. 3. 4 Vergleich der Ejektor-Anlage 2VD_Ej_kompakt mit und ohne IHX bei Teillast, $u = 1$

3.5 Identifizierung von Stellgliedern für die Regelung des Ejektorkreislaufs

Ein Ejektor kann nur unter bestimmten Randbedingungen in seinem optimalen Auslegungspunkt betrieben werden, weicht der Betriebspunkt vom Auslegungspunkt ab, verringert sich die Ejektoreffizienz und die Leistungszahl. Durch eine Steuerung der Prozessführung kann der Ejektor-Kreislauf jedoch so beeinflusst werden, dass er den Betriebsbedingungen genügt, der Ejektor gleichzeitig in einem optimalen Betriebspunkt betrieben wird, und die Leistungszahl bestmöglich steigert. Daher ist auch ein ganzheitlichen Steuerungs- und Regelungskonzepts notwendig, um einen Ejektor-Kältekreislauf in einem breiten Spektrum an Betriebspunkten optimal betreiben zu können. Für die favorisierte Verschaltung VD_Ej_kompakt eines 2-Verdampfer-Ejektorkreislaufs sind daher auch mögliche Stellglieder für die Regelung der Klimaanlage zu identifizieren. Für den in Abb. 3.1.e) dargestellten Ejektorkreislauf sind dies:

- Regelung des Kältemittelmassenstroms durch den zweiten Verdampfer
- Verhältnis von Frischluft zu Umluft (Parameter u)
- Regelung der Luftmengen, d.h. der Lüfter am Gaskühler und Verdampfer
- variabler Strömungsquerschnitt im Ejektor
- regelbarer Abscheider

3.6 Patentlage

Da sowohl für verschiedene Ejektor-Kältekreisläufe als auch zu deren Regelung bereits Patente bestehen, wurde parallel zum Projektfortschritt überprüft, ob bestehende Patente einer Verwendung der Ergebnisse entgegenstehen.

Die in diesem Projekt favorisierte Verschaltung ist die 2-Verdampferanlage VD_Ej_kompakt mit einem Hauptverdampfer, der hinter dem Ejektor angeordnet ist, und einem Abscheider zwischen Hauptverdampfer und Kompressor. Ein Teil des Kältemittels wird in flüssiger Form im Abscheider abgezweigt, im zweiten Verdampfer verdampft, und dann der Saugseite des Ejektors zugeführt.

Zu Zwei- oder auch Mehrverdampferanlagen besteht bereits eine Vielzahl von Patenten und Patentanträgen, größtenteils der Firma DENSO. In den meisten Patenten bzw. Anträgen ist die Verzweigungsstelle des Kältemittels nicht wie in der hier entwickelten Variante der Abscheider, sondern ist zwischen Gaskühler bzw. Kondensator und Ejektor angeordnet. Die Patente/Patentanträge beziehen sich dann auf zu realisierende Betriebszustände, die ein Entfrosteten der Verdampfereinheiten ermöglichen [US20060156745A1, US7757514B2, DE2005000931T5, DE102007028252A1, DE102007023691A1, DE102006002686A1/A9], oder auf die Regelung der Strömungsraten des Kältemittels durch die beiden Verdampfer [US7726150B2, US7428826B2, DE102006038464A1, DE102006012441A1]. Desweiteren werden Varianten von Mehrverdampfer-Ejektorkreisläufen vorgestellt, in denen zur Effizienzsteigerung interne Wärmetauscher [US7320229B2, DE102006014867A1], zweistufige Gaskühler mit zwischengeschalteten Abscheidern [US7367202B2, DE102007037917A1, DE102006038061A1], oder auch mehrere Verdichter [DE102009058230A1, DE102006036282A1] verwendet werden. Darüber hinaus beziehen sich einige Patente und Anmeldungen auch auf spezielle Bauweisen und Realisierungen von Anlagenkomponenten, wie z.B die Konstruktion der Kältemittelverzweigungsstelle [DE102006038462A1], eines Trocknungsgrad-einstellungsmechanismus für den Kältemitteltriebstrom vor Eintritt in den Ejektor [DE102006036549A1], oder die Gestaltung der Ejektordüse [US20090229304A1]. Diese patentierten oder zum Patent angemeldeten Ausführungen des Mehrverdampfer-Kältemittelkreislaufs sind für den im Rahmen des vorliegenden Projekts entwickelten Kreislauf VD_Ej_kompakt nicht relevant. Desweiteren schlägt DENSO in den Patenten zur Ejektorausführung ausschließlich Treibdüsen mit nur einer Düsenbohrung vor. Die Düsen sind zudem als relativ lange Strömungskanäle ausgeführt. Die Ejektoren, die am IfT entwickelt werden, besitzen hingegen ‚kurze‘ Treibdüsen und sind auch Ausführungen als Mehrlochdüse (vergl. Abb. 5.2), so dass sie sich deutlich von denen in DENSO-Ejektoren unterscheiden, und somit keine Verletzungen von Patentrechten zu befürchten sind.

4. Untersuchung von Stoffdatenmodellen zur Beschreibung von CO₂-Schmieröl-Gemischen

Bisherige Simulationen zu Ejektor-Kreisläufen am IfT und in der Literatur basieren auf Stoffdaten für reine Kältemittel. Allerdings zirkuliert in Kälteanlagen ein gewisser Ölanteil mit dem Kältemittel durch die Anlage, und beeinflusst so die Eigenschaften und die Effizienzen aller Anlagenkomponenten. Daher erfordert die detaillierte Untersuchung und Optimierung von Ejektor-Kreisläufen genaue Kenntnisse der thermophysikalischen Stoffeigenschaften des Gemisches aus CO₂ als Kältemittel und dem Schmieröl. Die relevanten Stoffdaten zur Auslegung eines Kältekreislaufs mit Ejektor sind dabei die Dichten, Viskositäten und das Phasenverhalten des Gemisches, so dass im Rahmen dieses Projektes verschiedene Ansätze zur Beschreibung dieser Stoffeigenschaften untersucht wurden.

4.1 Beschreibung von Dampf-Flüssig-Gleichgewichten und Dichten

Da ein Kältekreislauf mit CO₂ auch den überkritischen Zustand des Kältemittels umfasst, ist die Berechnung der auftretenden Dampf-Flüssig-Phasengleichgewichte nur mit der so genannten homogenen Methode unter Verwendung von Zustandsgleichungen möglich. Ein Vorteil der homogenen Phasengleichgewichtsberechnung mit Zustandsgleichungen ist, dass sie gleichzeitig auch Informationen über Dichten der koexistierenden Phasen liefert. Allerdings sind gerade die Wiedergaben der Flüssigkeitsdichten durch die weit verbreiteten kubischen Zustandsgleichungen mit großen Fehlern behaftet. Um die Wiedergabe der Siededichten durch kubische Zustandsgleichungen zu verbessern, wird z.B. in der VTPR-Gleichung [AG01] das Konzept der Volumentranslationen verwendet.

Eine Alternative zur Vorhersage der Phasengleichgewichte mittels einfacher kubischer Zustandsgleichungen ist die Verwendung der PC-SAFT-Zustandsgleichung [SG01], die schon erfolgreich zur Beschreibung asymmetrischer Systeme aus Polymeren und Lösungsmitteln eingesetzt wurde. Da die Zustandsgleichung auf Grundlage der Statistischen Mechanik abgeleitet wurde, besitzt sie eine solidere physikalische Basis als die kubischen Zustandsgleichungen. Im Rahmen des Projekts wurde daher die Eignung der PC-SAFT und der VTPR-Zustandsgleichung zur Berechnung von Phasengleichgewichten und Dichten in binären Gemischen aus CO₂ und einem Kältemittelöl untersucht.

4.1.1 Verwendete Zustandsgleichungen

Die PC-SAFT-Gleichung (Perturbed Chain Statistical Associating Fluid Theory) [SG01] basiert auf der Störungstheorie aus der statistischen Thermodynamik, und ist eine Modifikation der von Chapman et al. entwickelten SAFT-Gleichung [CJG88]. Die Moleküle werden modelliert als Kette sich berührender harter Kugelsegmente („harte Kette“), und werden beschrieben durch die Anzahl der Segmente m , den

Segmentdurchmesser σ und die Wechselwirkungsenergie ε . In der PC-SAFT-Gleichung wird die residuelle freie Energie F^{res} bestimmt aus dem Beitrag der harten Kette F^{hc} und einem Störungsterm F^{pert}

$$\frac{F^{res}}{Nk_B T} = \frac{F^{hc}}{Nk_B T} + \frac{F^{pert}}{Nk_B T} \quad (4.1)$$

Der ‚harte Ketten‘-Term für eine Kette aus m Segmenten, der den Einfluss der abstoßenden Wechselwirkungen beschreibt, beruht auf der Gleichung von Chapman et al. Der Störungsterm F^{pert} ($= F^{disp}$) zur Beschreibung der dispersiven Wechselwirkungen zwischen den Kettenmolekülen wird gemäß der Barker-Henderson Störungstheorie zweiter Ordnung bestimmt

$$\frac{F^{pert}}{Nk_B T} = \frac{F_1}{Nk_B T} + \frac{F_2}{Nk_B T} \quad (4.2)$$

Die Gleichungen zur Berechnung der Beiträge sind im Anhang A 2.1 gegeben.

Für Berechnungen von Gemischeigenschaften müssen die stoffspezifischen Parameter ε_i , σ_j und m durch charakteristische Gemischparameter ersetzt werden. Dafür werden i.A die folgenden Mischungsregeln verwendet

$$\varepsilon_{ij} = \sqrt{\varepsilon_i \varepsilon_j} (1 - k_{ij}), \quad \sigma_{ij} = \frac{\sigma_i + \sigma_j}{2}, \quad \bar{m} = \sum x_i m_i, \quad (4.3)$$

mit einem anpassbaren Wechselwirkungsparameter k_{ij} in der Mischungsregel für den Energieparameter ε_{ij} .

Im VTPR-Modell [AG01] wurde die Peng-Robinson (PR) Zustandsgleichung durch Einführung eines Translationsparameters c modifiziert, um eine bessere Beschreibung der Flüssigkeitsdichten zu ermöglichen

$$p = \frac{RT}{V+c-b} - \frac{a}{(v+c)(v+c+b) + b(v+c-b)} \quad (4.4)$$

Desweiteren verwendet die VTPR-Gleichung eine verbesserte Temperaturfunktion $\alpha(T)$ für den Reinstoffparameter a , die im Anhang A 2.2 geben ist.

Zur Beschreibung von Gemischen müssen die Reinstoffparameter a_i und b_i wiederum durch Verwendung von geeigneten Mischungsregeln durch charakteristische Gemischparameter ersetzt werden. Dafür existiert eine Vielzahl von Mischungsansätzen, und im Rahmen dieses Projekts wurden verschiedene konzentrationsabhängige und G^E -Mischungsregeln untersucht. G^E -Mischungsregeln, mit denen Aktivitätskoeffizientenmodelle in die Zustandsgleichungen integriert werden, sind generell besser geeignet, das Phasenverhalten in den komplexen Gemischen aus Kältemittel und Schmierölen zu beschreiben. Die besten Ergebnisse wurden mit der Kombination aus der VTPR-Gleichung und dem UNIQUAC- G^E -Modell

erzielt, wobei als G^E -Mischungsregel die modifizierte PSRK-Mischungsregel [HG91] verwendet wurde

$$\frac{a}{b} = \sum_i x_i \frac{a_{ii}}{b_{ii}} + \frac{G_{UNIQUAC}^E}{A_{VTPR}}, \quad b = \sum_i \sum_j x_i x_j b_{ij} \quad (4.6)$$

$$b_{ij}^{3/4} = \frac{b_i^{3/4} + b_j^{3/4}}{2}, \quad A_{VTPR} = -0,53087.$$

Das UNIQUAC-Modell ist ebenfalls im Anhang A 2.2 gegeben.

4.1.2. Ergebnisse für das Phasenverhalten und die Dichten des Gemisches

In den Untersuchungen wurden nur solche Schmiermittel berücksichtigt, für die für den Reinstoff und für das Gemisch mit CO_2 genügend experimentelle Daten zur Verfügung stehen, um einerseits die erforderlichen Reinstoff- und Wechselwirkungsparameter ermitteln zu können, und andererseits eine Validierung der Berechnungsergebnisse zu ermöglichen. Daher wurden im Rahmen des Projekts nur Gemische von CO_2 mit dem Polyol-Ester POE68, sowie mit Pentaerythritol tetraalkanoaten (PEC4-PEC9) und Pentaerythritol-tetra-(2-ethylhexonat) PEB8 behandelt, wobei die PECs und PEB8 Vorstufen von POE-Schmierstoffen darstellen.

Vor den Gemischrechnungen ist zunächst eine Ermittlung der Reinstoffparameter der beiden Zustandsgleichungen für die jeweiligen Komponenten erforderlich. Für die PC-SAFT-Zustandsgleichung sind dabei die Parameter m , ε und σ zu bestimmen. Für die Kältemittelöle wurden diese durch Anpassung an experimentelle Reinstoffdichten [FMB07, FPL05, DWH08] ermittelt. Für CO_2 wurden die empfohlenen Parameter nach Gross et al. [GS01] verwendet. Die ermittelten Reinstoffparameter der PC-SAFT-Gleichung und die resultierenden Abweichungen von experimentellen Reinstoffvolumina sind im Anhang A 2.2 gegeben.

Die stoffspezifischen Parameter in der VTPR-Gleichung sind a und b , die im Allgemeinen aus den Werten für die kritische Temperatur T_c , den kritischen Druck p_c und den azentrischen Faktor ω bestimmt werden. Da Schmiermittel sich thermisch zersetzen, bevor sie den kritischen Punkt erreichen, sind experimentelle Daten für diese Stoffeigenschaften nicht verfügbar, und sie müssen folglich als anpassbare Parameter behandelt werden. Für die Schmiermittel wurden die Werte für T_c , p_c und ω wiederum durch Anpassung an experimentelle Dichten ermittelt, und sind in der Tab. A 2.2 im Anhang zusammengestellt.

Die Berechnung der Dampf-Flüssig-Phasengleichgewichte (VLE) in den binären Gemischen aus CO_2 + Kältemittelöle erfordert zusätzlich die Bestimmung von Wechselwirkungsparametern. Diese wurden für die binären Gemische durch Anpassung an N experimentelle VLE-Datenpunkte [PPC08, PPF08, BPF08, FLT08, PBF09, NB09, FPS09] ermittelt. Für die PC-SAFT-Gleichung wurde dabei ein

temperaturabhängiger Wechselwirkungsparameter in der Kombinationsregel für ε_{ij} verwendet, gemäß

$$\varepsilon_{ij} = \sqrt{\varepsilon_{ii}\varepsilon_{jj}} (1.0 - (k_{ij} + d_{ij} \cdot T)), \quad (4.7)$$

so dass je binären Gemisch zwei Wechselwirkungsparameter ermittelt wurden, die in Tab. A2.2 im Anhang gegeben sind

Im UNIQUAQ-Modell wurde ebenfalls ein temperaturabhängiger Wechselwirkungsparameter τ_{ij} gemäß Gl. A 2.9 im Anhang verwendet, der je binären Gemisch die Anpassung von sechs Parametern, a_{ij} , a_{ji} , b_{ij} , b_{ji} , c_{ij} , c_{ji} erfordert. Die Tabellen A2.4 im Anhang beinhaltet die angepassten Parameter für das Berechnungsmodell aus VTPR-Zustandsgleichung + PSRK-Mischungsregel + UNIQUAC- G^E -Modell für die untersuchten CO_2 -Öl-Gemische. Die Volumina r_i und Oberflächen q_i der Schmiermittel im UNIQUAC-Modell wurden für CO_2 , PEC4, PEC6 und PEC8 der Literatur entnommen [PBF09], und für PEC5 gemäß der Molmasse aus den Daten für die PEC4 - PEC8 linear interpoliert. Für die Kältemittelöle PEB8 und POE68 wurden die Parameter für die VLE-Rechnungen im Gemisch optimiert. Die verwendeten Parameter r und q der reinen Komponenten sind in Tab. A 2.5 im Anhang gegeben.

Mit den ermittelten Wechselwirkungsparametern wurden dann für beide Modelle Berechnungen zum Dampf-Flüssig-Phasengleichgewicht in den verschiedenen Gemischen durchgeführt, und die Ergebnisse mit experimentellen Daten verglichen. Dabei wurden in VLE-Berechnungen nach dem Siededruckalgorithmus die Abweichung im berechneten Gleichgewichtsdruck p ermittelt, und in Flash-berechnung bei vorgegebenen Werten für T und p die Fehler bei der Ermittlung der Flüssigphasenzusammensetzung x bestimmt. Die über alle Zustandspunkte eines binären Gemisches gemittelten Werte für die prozentualen Abweichung im Siededruck ($\Delta p/p$) und in der Zusammensetzung der flüssigen Phase (Δx) sind für beide Modellansätze in der Tabelle 4.1 gegenübergestellt.

Zustandsgleichung Gemisch	PC-SAFT			VTPR + PRSK + UNIQUAC		
	$\Delta p/p$ [%]	Δx [mol/mol]	N	$\Delta p/p$ [%]	Δx [mol/mol]	N
$\text{CO}_2 + \text{PEC4}$	2,48	0,0076	80	1,14	0,0031	83
$\text{CO}_2 + \text{PEC5}$	2,83	0,0083	46	2,07	0,0059	46
$\text{CO}_2 + \text{PEC6}$	1,80	0,0061	81	1,05	0,0039	88
$\text{CO}_2 + \text{PEC8}$	1,57	0,0043	56	1,19	0,0035	56
$\text{CO}_2 + \text{PEB8}$	3,19	0,0095	37	1,55	0,0049	37
$\text{CO}_2 + \text{POE68}$	2,62	0,0084	36	2,00	0,0039	36

Tab. 4. 1 Resultierende Abweichungen der PC-SAFT-Gleichung und des VTPR-Ansatzes für den Gleichgewichtsdruck p und der Flüssigphasenzusammensetzung x in verschiedenen CO_2 +Schmieröl-Gemischen. Gemittelte Abweichungen von N experimentellen Datenpunkten.

N ist dabei die Anzahl der für das jeweilige Gemisch nachgerechneten experimentellen Datenpunkte. Die Anzahl N ist teilweise für die beiden Modelle verschieden, da bei der PC-SAFT-Gleichung aufgrund von Konvergenzproblemen bei der Dichtefindung einige Zustandspunkte nicht berechnet werden konnten.

Bei den Berechnungen des binären VLE ergaben sich für die Gemische $\text{CO}_2 + \text{PEB8}$ und $\text{CO}_2 + \text{POE68}$ sowohl für die VTPR- als auch für die PC-SAFT-Zustandsgleichung bei einigen wenigen Datenpunkten ungewöhnlich hohe Abweichungen. Diese Datenpunkte (i.A. bei $p_{\text{exp}} < 2 \text{ MPa}$) wurden dann bei der Anpassung der Wechselwirkungsparameter und bei der Berechnung der mittleren Abweichungen $\Delta p/p$ und Δx nicht berücksichtigt.

Prinzipiell zeigen die geringen mittleren Abweichungen für den berechneten Gleichgewichtsdruck, dass sowohl die PC-SAFT- wie auch die VTPR-Zustandsgleichung prinzipiell in der Lage, die Dampf-Flüssig-Phasengleichgewichte in den Gemischen aus $\text{CO}_2 + \text{Kälteölen}$ zu beschreiben. Das wird auch durch die Abb. 4.1 verdeutlicht, in der exemplarisch die berechneten Löslichkeiten von CO_2 in PEC5 bzw. PEB8 für beide Modelle dargestellt sind.

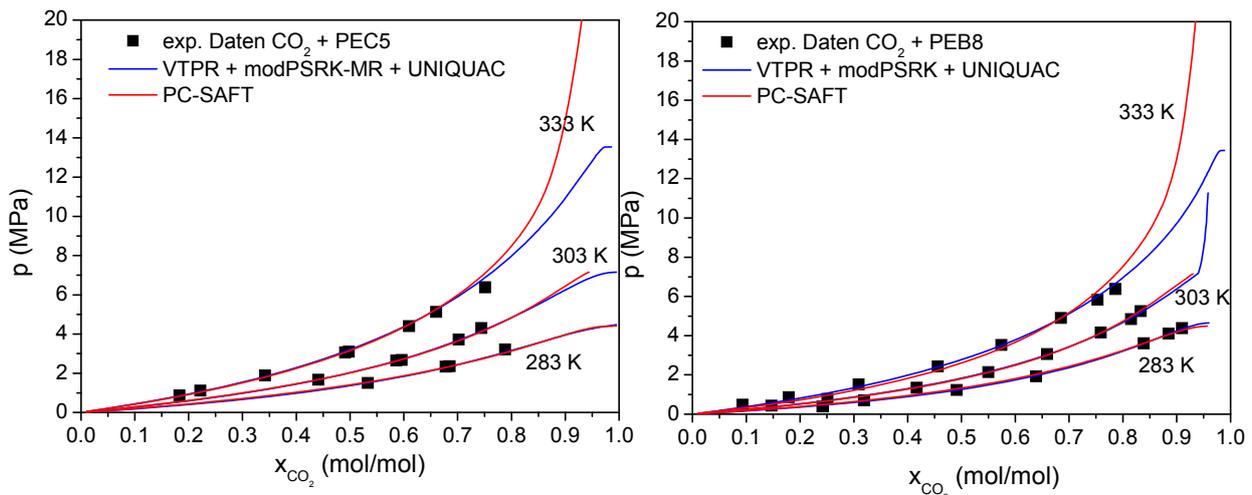


Abb. 4.1 Experimentelle Löslichkeiten [FPL05] von CO_2 in PEB8 und PEC5 und Berechnungsergebnisse für die PC-SAFT- und die VTPR-Zustandsgleichung.

Allerdings liefern beide Ansätze eine deutlich unterschiedliche Wiedergabe des kritischen Gebiets bei hohen Temperaturen, der sich aber nicht durch experimentelle Daten verifizieren oder widerlegen lässt (s. Abb. 4.2). Die Konvergenzprobleme des VLE-Algorithmus für beide Modelle bei tieferen Temperaturen und höheren CO_2 -Anteilen im Gemisch $\text{CO}_2 + \text{POE68}$ in Abb. 4.2 weisen auf das Auftreten einer Mischungslücke hin, die auch experimentell für CO_2 -POE Systeme nachgewiesen wurde [HW00].

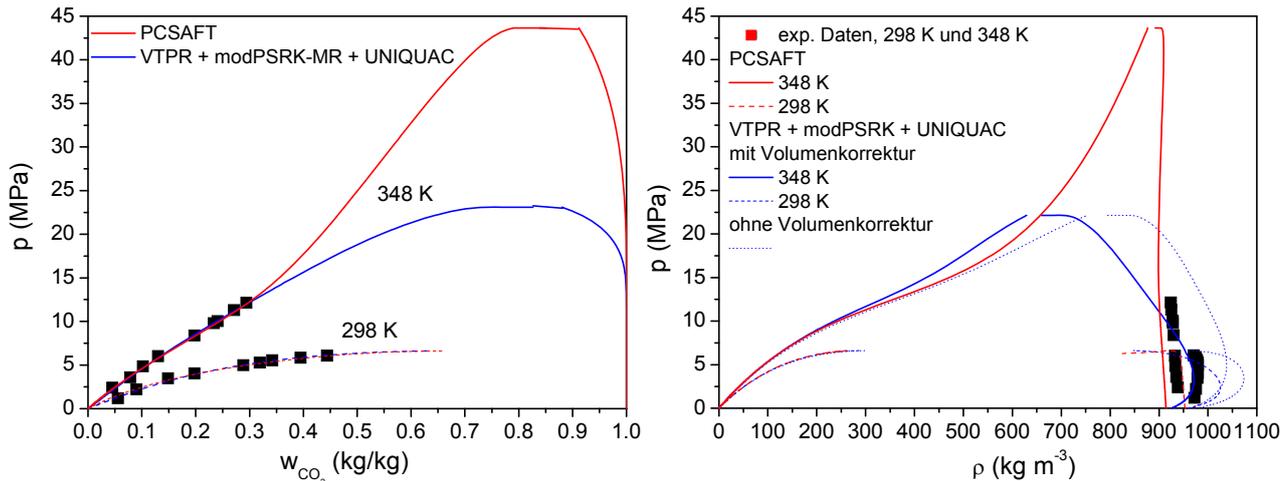


Abb. 4. 2 VLE und Sättigungsdichten im Gemisch CO_2 + POE68, berechnet mit der PC-SAFT- und der VTPR-Zustandsgleichung; exp. Daten von [NB09].

Die größte Herausforderung stellt für beide Modelle die Bestimmung von verlässlichen Reinstoffparametern für die Öle auf Basis weniger experimenteller Dichten dar. Im Falle der VTPR-Gleichung werden evtl. Defizite bei den Reinstoffparametern (oder dem Modell an sich) durch eine hohe Anzahl an anpassbaren Parametern im Gemisch (a_{ij} , a_{ji} , b_{ij} , b_{ji} , c_{ij} , c_{ji} , r , q) ausgeglichen. Die PC-SAFT-Gleichung hingegen ermöglicht eine annähernd gleich gute Wiedergabe des Phasenverhaltens mit nur zwei anpassbaren binären Wechselwirkungsparametern (k_{ij} , d_{ij}), was für die bessere Eignung des Ansatzes aufgrund seiner solideren physikalischen Basis spricht. Dies wird auch durch die Ergebnisse von Garcia et al. [GYB08] zur Wiedergabe des Phasenverhaltens in CO_2 -POE und CO_2 -PAG-Gemischen durch die PC-SAFT-Gleichung bestätigt.

Die prinzipiell bessere Eignung der PC-SAFT-Gleichung zur Beschreibung dieser Systeme wird auch deutlich bei der Wiedergabe der Siededichten im Gemisch CO_2 + POE68 in Abb. 4.2. Zwar unterschätzt die PC-SAFT-Gl. die Dichten um durchschnittlich 2,76 %, beschreibt aber prinzipiell den richtigen Verlauf $\rho(p)$. Die kubische VTPR-Gleichung liefert jedoch einen völlig falschen Verlauf der Siededichten, der auch durch eine Volumentranslation nicht korrigiert werden kann. Mit der PC-SAFT-Gleichung hingegen gelingt in den Systemen CO_2 + PEC5 und CO_2 + PEB8 eine gute Beschreibung von Flüssigkeitsdichten im ungesättigten Bereich (s. Tab. 4.2), obwohl die Wechselwirkungsparameter (Tab. A2.1 im Anhang) lediglich zur Wiedergabe der Gleichgewichtsdrücke im VLE optimiert wurden.

System	$\Delta\rho/\rho$ [%]	N	Datentyp
CO ₂ + PEC5	0,48	112	Flüssigkeitsdichten [PPF08], p = 10-60 MPa, T = 303-353 K
CO ₂ + PEB8	1,79	112	Flüssigkeitsdichten [PPC08], p = 10-60 MPa, T = 303-353 K
CO ₂ + POE68	2,76	36	Siededichten [NB09], p = 0,56-12 MPa, T = 285-328 K

Tab. 4. 2 Mittlere prozentuale Abweichung der berechneten Flüssigkeitsdichten von N experimentellen Daten für die PC-SAFT-Gleichung mit binären Wechselwirkungsparametern, die an experimentelle VLE-Gleichgewichtsdrücke gefittet wurden.

4.2 Berechnung von Viskositäten in CO₂ + Schmieröl-Gemischen

Die großen Unterschiede in der Größenordnung der Viskositäten des Kältemittels CO₂ und der Schmieröle macht die Berechnung bzw. Vorhersage von Gemischviskositäten i.A. sehr schwierig. Zudem sind die Viskositäten nicht nur von der Temperatur, sondern auch vom Druck abhängig. Ansätze zur Berechnung der Viskositäten als Funktion des Drucks und der Temperatur, von denen gezeigt wurde, dass sie zur Beschreibung von Ölen geeignet sind, sind beispielsweise die Friction Theorie [QZ01, QZ06, QD06], das Free-Volume Modell [AMB01] oder die Self-Referencing Methode [KZY89]. Alle Modelle können durch Anwendung speziell entwickelter Mischungsansätze auch zur Berechnung von Gemischviskositäten verwendet werden. Die Self-Referencing Methode benötigt allerdings sowohl zur Berechnung von Reinstoff- wie auch Gemischviskositäten einen Referenzwert, d.h. einen experimentellen Wert der Viskosität, so dass sie keine reinen Vorhersagen ermöglicht. Da die Simulation von Kältekreisläufen die Vorhersage von Gemischviskositäten für beliebige Drücke, Temperaturen und Zusammensetzungen erfordert, wurde bei der folgenden Untersuchungen der Schwerpunkt auf die Vorhersagefähigkeit der Modelle gelegt. Daher wurden nur die Friction Theorie und die Free Volume Methode, nicht aber die Self-Referencing Methode behandelt. Die Analyse wurde für die Gemische CO₂ + PEC5, CO₂ + PEC7, CO₂ + PEC9 und CO₂ + PEB8 durchgeführt, für die sowohl für die Reinstoffe [PCF08, PCF06] als auch für die Gemische experimentelle Viskositäten [PPC08, PPF08] zur Bestimmung der Modellparameter und zur Validierung der Berechnungen verfügbar sind.

4.2.1 Verwendete Viskositätsmodelle

In der Friction Theory wird die Viskosität eines Reinstoffs oder Gemisches in Relation gesetzt zu den repulsiven und attraktiven Beiträgen p_r und p_a zum Systemdruck

$$\eta = \eta_0 + \kappa_a p_a + \kappa_{aa} p_a^2 + \kappa_r p_r + \kappa_{rr} p_r^2. \quad (4.8)$$

η_0 ist die Viskosität des verdünnten Gases im Grenzfall, das die Dichte des Gases gegen 0 geht. Für die Schmieröle ist der Beitrag von η_0 zu vernachlässigen, für CO₂ wurde die bei Quinones-Cisneros und Deiters [QD06] angegebene Korrelation verwendet.

Der attraktive und repulsive Beitrag zum Systemdruck lassen sich mittels Zustandsgleichungen bestimmen, und berechnen sich im Falle der PC-SAFT-Zustandsgleichung aus

$$p_a = p^{disp}, \quad p_r = p^{id} + p^{hc} . \quad (4.9)$$

Die Gleichungen zur Berechnung der temperaturabhängigen Koeffizienten κ_a , κ_{aa} , κ_r und κ_{rr} aus der kritischen Temperatur T_c und 12 anpassbaren Parametern a_l , A_l , b_l , B_l mit $l = 0, 1, 2$ sind im Anhang A 2.3 gegeben.

Bei Anwendung der Friction Theory auf Gemische müssen mittels Mischungsregeln charakteristische Werte für die Koeffizienten κ_a , κ_{aa} , κ_r und κ_{rr} ermittelt werden. Quiñones-Cisneros et al. [QZ01] empfehlen allgemein den folgenden Mischungsansatz

$$\kappa_a = \sum_{i=1}^n z_i \kappa_{a,i}, \quad \kappa_r = \sum_{i=1}^n z_i \kappa_{r,i}, \quad \kappa_{aa} = \sum_{i=1}^n z_i \kappa_{aa,i}, \quad \kappa_{rr} = \sum_{i=1}^n z_i \kappa_{rr,i}, \quad (4.10)$$

wobei sie zur Berechnung der z_i vorschlagen

$$z_i = \frac{x_i}{M_i^\epsilon M_m}, \quad M_m = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{M_i^\epsilon}, \quad (4.11)$$

mit der Molmasse M_i . Für $\epsilon = 1$ erlaubt die Friction Theorie Vorhersagen zur Viskosität des Gemisches. Generell kann der Parameter jedoch zur Verbesserung der Wiedergabe der Gemischviskositäten an Messdaten gefittet werden. Aus der Anpassungen an verschiedene Gemische empfehlen Quiñones-Cisneros et al. [QuiZ01] allgemein einen Wert von $\epsilon = 0,3$. Speziell für die Verwendung der PC-SAFT-Gleichung schlugen Quiñones-Cisneros et al. [QZ06] jedoch eine andere Berechnung der z_i vor

$$z_i = \frac{x_i m_i \epsilon_i}{M_i F_w}, \quad F_w = \sum_{i=1}^n \frac{x_i m_i \epsilon_i}{M_i}, \quad (4.12)$$

mit den PC-SAFT-Parametern m_i , σ_i und ϵ_i der reinen Komponenten.

Im Free-Volume Modell [AMB01] wird die Viskosität für Newtonsche Flüssigkeiten in Relation gesetzt zum freien Raum, der den Flüssigkeitsteilchen für eine molekulare Bewegung zur Verfügung steht

$$\eta = \eta_0 + \frac{\rho l (\alpha \rho + \frac{pM}{\rho})}{\sqrt{3RTM}} \exp \left[B \left(\frac{\alpha \rho + \frac{pM}{\rho}}{RT} \right)^{\frac{3}{2}} \right]. \quad (4.13)$$

Darin ist ρ die Dichte der Komponente beim Druck p und der Temperatur T , und η_0 die Viskosität des unendlich verdünnten Gases (Vergl. Gl. 4.8). Die stoffspezifischen Parameter α , l und B des Free-Volume Modells werden wiederum durch Anpassung an experimentelle Viskositäten ermittelt. Zur Anwendung des Modells auf die Berechnung von Gemischviskositäten wurden verschiedene Mischungsregeln für die Parameter α , l und B vorgeschlagen. Im Allgemeinen wird für α eine quadratische Mischungsregel verwendet [ABB01, CBB06, LCC07, PPC08]

$$\alpha_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n x_i x_j \alpha_{ij} \quad \alpha_{ij} = \sqrt{\alpha_i \alpha_j} . \quad (4.14)$$

Für die Parameter l und B findet man in der Literatur hingegen verschiedene Mischungsansätze

$$\frac{1}{B_m} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{B_i}, \quad \text{oder} \quad B_m \sum_{i=1}^n x_i B_i \quad (4.15)$$

$$\frac{1}{l_m} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{l_i}, \quad \text{oder} \quad l_m = \sum_{i=1}^n x_i l_i \quad \text{oder} \quad \ln(l_m) = \sum_{i=1}^n x_i \ln(l_i)$$

4.2.2 Ergebnisse für die Viskositäten der Reinstoffe

Die Berechnungen der Viskositäten nach der Friction Theorie erfordert zur Ermittlung der Koeffizienten κ_a , κ_{aa} , κ_r und κ_{rr} die Kenntnis der kritischen Temperatur. Diese ist für Schmieröle i.A. nicht verfügbar, lässt sich jedoch mit den ermittelten PC-SAFT Parametern bestimmen. Auf Basis der PC-SAFT-Parameter ε , σ , und m wurden dann durch Anpassung an experimentelle Viskositäten der Reinstoffe [PPF08, PCF06] die Parameter für das Friction Modell ermittelt. Die angepassten Parameter für die Schmieröl und die Schätzwerte der kritischen Temperatur gemäß ihrer PC-SAFT-Parameter, sind in Tab. A 2.6 zusammengestellt

In [PPC08] haben Pensado et al. die Eignung des Free Volume Modells zur Wiedergabe der Viskositäten in Gemischen aus CO₂ und Schmierölen untersucht. Dort geben sie auch die Modellparameter für die hier behandelten Komponenten an, die auch für die Berechnungen in diesem Projekt verwendet wurden, und in Tabelle A 2.7 im Anhang gegeben sind.

In der Tabelle 4.7 sind die mittleren prozentualen Abweichungen der berechneten Reinstoffviskositäten von den experimentellen Daten nach [PCF06] für die Schmieröle und [PPF08, PWW94] für CO₂ für die Friction Theory gegeben. Die gleichen Datenpunkte wurden auch mit der Free Volume Methode mit Parametern nach [PPC08] nachgerechnet. Als Input für die erforderlichen Dichten wurden dabei die experimentellen Daten von [FMB07, FPL05, FLT08 und PPF08] verwendet. Die resultierenden Abweichungen sind in der Tab. 4.7 denen der Friction Theory gegenübergestellt.

$\Delta\eta/\eta$ [%]	CO ₂	PEC5	PEC7	PEC9	PEB8
Friction Theory	0,88	1,68	2,0	1,27	1,75
Free Volume	1,31	1,26	1,67	2,80	2,13

Tab. 4. 3 Resultierende Abweichung von experimentellen Datenpunkten [PCF06, PPF08, PWW94]

Die Gegenüberstellung zeigt, dass mit der Friction Theory eine etwas bessere Wiedergabe der Reinstoffviskositäten für CO₂ und die Schmieröle PEC9 und PEB8 gelingt, während die Beschreibung für PEC5 und PEC7 mit dem Free Volume Modell besser ist. Allerdings ist anzumerken, dass die allgemein gute Wiedergabe mit dem

Free Volume Modell mit nur drei anpassbaren Parametern je Reinstoff gelingt, während die Friction Theory 12 Parameter benötigt. Eine weitere Verbesserung der Beschreibung der Viskositäten mit dem Free Volume Modell wäre durch Verwendung temperaturabhängiger Parameter möglich.

4.2.3 Ergebnisse für die Viskositäten der Gemische

Für die Anwendung der Friction Theory auf Gemische, d.h. zu Berechnung des repulsiven und attraktiven Beiträgen p_r und p_a zum Systemdruck im Gemisch, müssen für die PC-SAFT-Gleichung zur Ermittlung der ε_{ij} die Wechselwirkungsparameter k_{ij} für die Gemische bestimmt werden. Für die Gemische $\text{CO}_2 + \text{PEC5}$ und $\text{CO}_2 + \text{PEB8}$ wurden die an VLE Daten angepassten Wechselwirkungsparameter nach Tab. A 2.2 im Anhang verwendet. Für die Gemische $\text{CO}_2 + \text{PEC7}$ und $\text{CO}_2 + \text{PEC9}$, für die keine Messdaten für das VLE existieren, wurden die Parameter durch Fitten an experimentelle Flüssigkeitsdichten des Gemischs ermittelt und sind in Tab. 9 gegeben.

Gemisch	k_{ij}	$\Delta\rho/\rho$ [%]	N	Datentyp
$\text{CO}_2 + \text{PEC7}$	0,0191	0,48	114	Flüssigkeitsdichten [PPF08], $p = 10\text{-}60 \text{ MPa}$, $T = 303\text{-}353 \text{ K}$
$\text{CO}_2 + \text{PEC9}$	-0,0620	0,52	93	

Tab. 4. 4 Wechselwirkungsparameter für die PC-SAFT-Zustandsgleichung, angepasst an binäre Dichtedaten, und resultierende Abweichung von N experimentellen Datenpunkten

Der in [QZ06] speziell für die PC-SAFT-Gleichung vorgeschlagene Ansatz zur Berechnung der z_i (s. Gl. 4.12) führt in den hier untersuchten CO_2 -Öl Gemischen zu erheblichen Abweichungen ($> 100\%$) bei der Wiedergabe der Gemischviskositäten. Daher wurden die z_i in Gl. 4.10 nach dem allgemein gebräuchlichen Ansatz gemäß Gl. 4.11 berechnet. Die Verwendung eines Exponenten $\epsilon = 1$, was einer reinen Vorhersage der Gemischviskositäten entspricht, führt zu mittleren Abweichungen bei den berechneten Viskositäten von 8,8 - 17,5 % (s. Tab. 4.9). Durch die Anpassung von ϵ ließe sich die Wiedergabe der Gemischviskositäten deutlich verbessern, womit das Modell aber nicht mehr prädiktiv wäre. Wenn man für die verschiedenen Gemische die ϵ individuell für jede Temperatur anpasst, lässt sich beobachten, dass die ϵ linear mit der Temperatur fallen, sich also durch eine Funktion

$$\epsilon = A + B * T, \quad B < 0 \quad (4.16)$$

beschreiben lassen. Für die Parameter A und B lässt sich für die hier untersuchten Gemische eine Korrelation mit dem PC-SAFT-Gemischparameter σ_{ij} (s. Gl. 4.3) feststellen

$$A = -15,629 + 6,5458\sigma_{ij}, \quad B = 0,03049 - 0,01364\sigma_{ij}. \quad (4.17)$$

Durch die Verwendung eines temperaturabhängigen ϵ nach Gl. 4.16 und 4.17 lässt sich die mittlere Abweichung für die berechneten Gemischviskositäten in etwa

halbieren (s. Tab. 4.9), und der Charakter eine Vorhersage bleibt erhalten, d.h. der Ansatz erlaubt Berechnung der Gemischviskositäten für beliebige Temperaturen und Zusammensetzungen.

In [PPC08] haben Pensado et al. die Beschreibung der Viskositäten in den genannten Gemischen mittels der Free Volume Methode untersucht. Sie verwendeten dabei eine quadratische Mischungsregel für den Parameter α , und lineare Mischungsregeln für l und B . Ihre berechneten Gemischviskositäten wiesen jedoch relativ hohe mittlere Abweichungen (6-37%) von den experimentellen Daten auf. Bei den Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde festgestellt, dass diese hohen Abweichungen in erster Linie durch die Verwendung der quadratischen Mischungsregel für α verursacht werden. Eine deutlich bessere Vorhersage der Gemischviskositäten mit mittleren Abweichungen von 2,9 - 9,2% gelingt hingegen bei Verwendung von linearen Mischungsregeln für alle Parameter (α , l , B) (s. Tab. 4.9). Bei den Berechnungen wurden die für die Anwendung der Free Volume Methode erforderlichen Gemischdichten bei p und T mit der PC-SAFT-Gleichung ermittelt, um eine reine Vorhersage zu den Gemischviskositäten zu realisieren. Der Unterschied in den berechneten Viskositäten bei Verwendung experimenteller oder berechneter Dichten ist aber im Durchschnitt $< 1\%$, was auf die gute Wiedergabe der Gemischdichten durch die PC-SAFT-Gleichung zurückzuführen ist.

Daneben wurde untersucht, in wie weit sich die Gemischviskositäten aus den berechneten Reinstoffviskositäten mittels Mischungsregeln vorhersagen lassen. Der Mischungsansatz von Tamura und Kurata [TK52] verwendet dabei keine anpassbaren Parameter, so dass er ebenfalls reine Vorhersagen für das Gemisch erlaubt. Die Gemischviskosität lässt sich danach ermitteln aus

$$\eta = x_1\phi_1\eta_1 + x_2\phi_2\eta_2 + 2\sqrt{x_1\phi_1x_2\phi_2} T_{12}, \quad \phi_i = \frac{x_iV_i}{\sum x_iV_i}, \quad (4.18)$$

mit

$$T_{12} = \sqrt{\eta_1\eta_2}. \quad (4.19)$$

Theoretisch könnte die Größe T_{12} auch durch Anpassung an Gemischdaten ermittelt werden, um die Wiedergabe zu verbessern. Damit wäre das Modell jedoch nicht mehr prädiktiv. Die Ergebnisse für die mittleren Abweichungen der berechneten Gemischviskositäten nach der Tamura-Kurata-Mischungsregel (mit T_{12} nach Gl. 4.19) sind ebenfalls in der Tab. 4.9 angegeben, um den Vergleich mit den anderen Vorhersagen zu ermöglichen. Die Reinstoffviskositäten wurden dabei entweder mit der Friction Theorie oder dem Free Volume Modell ermittelt. Für eine reine Vorsage wurden die Reinstoffvolumina V_i in Gl. 4.18 wiederum mit der PC-SAFT-Gl. berechnet.

Gemisch	Quelle	N	Friction $\epsilon = 1$	Friction $\epsilon_{\text{Korrelation}}$	Free Volume Lineare MR	Tamura-Kurata-MR	
						$\eta_{i,\text{Friction}}$	$\eta_{i,\text{FreeVolume}}$
CO ₂ + PEC5	[PPF08]	110	8,8	4,7	4,2	7,5	9,0
CO ₂ + PEC7	[PPF08]	110	8,9	4,3	2,9	6,6	8,1
CO ₂ + PEC9	[PPF08]	93	17,5	5,9	6,9	13,0	10,7
CO ₂ + PEB8	[PPC08]	108	12,8	6,6	9,2	12,9	14,1

Tab. 4. 5 Mittlere Abweichung $\Delta\eta/\eta$ [%] für die berechneten Gemischviskositäten nach a) der Friction Theory (Gl. 4.9 – 4.11) mit $\epsilon = 1$ und b) gemäß der Korrelation nach Gl. 4.16 u. 4.17; c) Free Volume Modell (Gl. 14.13) mit linearen Mischungsregeln (MR) für α , B, I (Gl. 4.15); d) Mischungsansatz nach Tamura und Kurata mit Reinstoffviskositäten nach der Friction Theorie oder Free Volume Methode. In c) und d) wurden die erforderlichen Dichten und Volumina jeweils mit der PC-SAFT-Gleichung berechnet.

Tendenziell sind die Vorhersagen mit der Tamura und Kurata Mischungsregel mit Reinstoffviskositäten aus der Friction Theory etwas besser als mit denen nach dem Free Volume Modell. Generell liegen die Abweichungen in der Größenordnung der Vorhersage mit der auf das Gemisch angewendeten Friction Theorie mit $\epsilon = 1$, was für die Verwendung einer einfachen Mischungsregel ein gutes Ergebnis ist.

Prinzipiell liefert aber die Free Volume Methode mit linearen Mischungsregeln die beste Vorhersage der Gemischviskositäten, da sie ohne jegliche Korrelation für die Gemischparameter eine akzeptable Wiedergabe der Gemischviskositäten liefert – insbesondere wenn man die Abweichungen des Modells in Relation zur Messgenauigkeit für die Viskositäten sieht, die mit $\pm 3\%$ angegeben wird [PPC08, PPF08].

Generell ist aber festzustellen, dass bei der Vorhersage der Gemischviskositäten oftmals deutliche Unterschiede in den Ergebnissen für verschiedene Temperaturen und Zusammensetzungen bestehen, und allgemein die Änderung der Viskosität mit dem Druck im Gemisch nicht korrekt beschrieben wird. Hier bestehen also noch generelle Defizite in der Modellbildung zur Beschreibung der Gemischviskositäten in Gemischen aus CO₂ + Schmierölen.

4.2.4 Einfluss des umlaufenden Schmieröls auf den Kältekreislauf

In diesem Abschnitt wird exemplarisch für ein Gemisch aus CO₂ + PEC5 diskutiert, welchen Einfluss das umlaufende Schmieröl im Kältekreislauf 2VD_EJ_kompakt hat, bzw. wie sich umgekehrt die Löslichkeit von CO₂ im Öl auf dessen Schmierwirkung im Verdichter auswirkt. In Tab. 4.10 sind die in den Kreislaufsimulationen ermittelten Werte für den Druck und die Temperatur des Kältemittels an verschiedenen Stellen im Kreislauf für den Vollastbetrieb mit einem Hochdruck von $p_0 = 12$ MPa zusammengestellt.

Zustandspunkt	p [MPa]	T [K]
Eingang Kompressor	3,98	278,3
Ausgang Kompressor	12,27	372,5
Eingang Gaskühler	12,00	371,4
Ausgang Gaskühler = Eingang Treibstrom Ejektor	12,00	316,0
Hauptverdampfer = Ausgang Mischstrom Ejektor = Zustand im Abscheider	4,20	280,2
2. Verdampfer = Eingang Saugstrom Ejektor	2,82	267,0

Tab. 4. 6 Zustände des Kältemittelstroms im Kreislauf 2VD_EJ_kompakt bei $n = 30,4$ Hz, $p_o = 12$ MPa und $u = 1$ aus Kreislaufsimulationen (vergl. Kap. 3.3)

Rechnet man im Kompressor mit einer mittleren Temperatur von ca. 323 K und einem mittleren Druck von 8 MPa, ergeben sich durch lineare Interpolation der experimentellen Daten für die Dichte [FMB07] und die Viskosität [PCF06] des PEC5 Schmiermittels Werte von $\rho = 1003,84 \text{ kg m}^{-3}$ und $\eta = 13,76 \text{ mPas}$. In diesem Zustand besitzt das Schmiermittel eine hohe Löslichkeit für das Kältemittel CO_2 . Nach Berechnungen mit der PC-SAFT-Gleichung liegt die Gleichgewichtskonzentration des CO_2 in der flüssigen Phase bei etwa 33,9 Gew.-% bzw. 84,64 Mol-%. Die berechnete Dichte der flüssigen Mischphase liegt mit $962,27 \text{ kg m}^{-3}$ nur 4% unter dem Wert des reinen Schmiermittels. Für die Viskosität der Mischphase ergibt sich jedoch gemäß des Free Volume Modells ein Wert von 1,52 mPas, was einer Herabsetzung der Viskosität gegenüber dem Wert des reinen Schmieröls um 89 % entspricht. Auch wenn aufgrund der kurzen Verweilzeiten des Kältemittels im Kompressor kein Gleichgewichtszustand erreicht wird, kann die hohe Löslichkeit des CO_2 im Schmiermittel zu einer merklichen Reduktion der Viskosität und damit der Schmierwirkung des Öls führen.

In Abb. 4.3 ist ein Ausschnitt der 12 MPa-Isobaren des Gemisches aus CO_2 mit PEC5 dargestellt, die die Zustandsänderung des Gemisches im Gaskühler beschreibt. Wenn mit dem Kältemittelstrom auch Schmieröl aus dem Kompressor mitgerissen wird, gelangt ein Gemisch aus den beiden Komponenten in den Gaskühler. Bei der Eintrittstemperatur von ca. 371 K liegt für dieses Gemisch selbst bei sehr kleinen Ölanteilen ein Dampf-Flüssig-Phasengleichgewicht vor. Dabei ist die Gasphase reines CO_2 , während die Flüssigphase aus ca. 22 Gew.-% bzw. 75 Mol-% CO_2 besteht. Mit Abkühlung des Gemisches nimmt der Anteil an CO_2 in der Flüssigphase, aber auch der Anteil des Öls in der Gasphase zu. Bei einer Austrittstemperatur aus dem Gaskühler von 316 K liegt eine 2-Phasenströmung vor, mit einer Gasphase, die zu etwa 99 Gew.-% aus CO_2 besteht, und einer flüssigen Mischphase mit etwa 53 Gew.-% CO_2 . Damit das Kältemittel-Öl-Gemisch den Gaskühler als homogene überkritische Mischphase verlässt, wäre eine Abkühlung auf unter 298 K erforderlich.

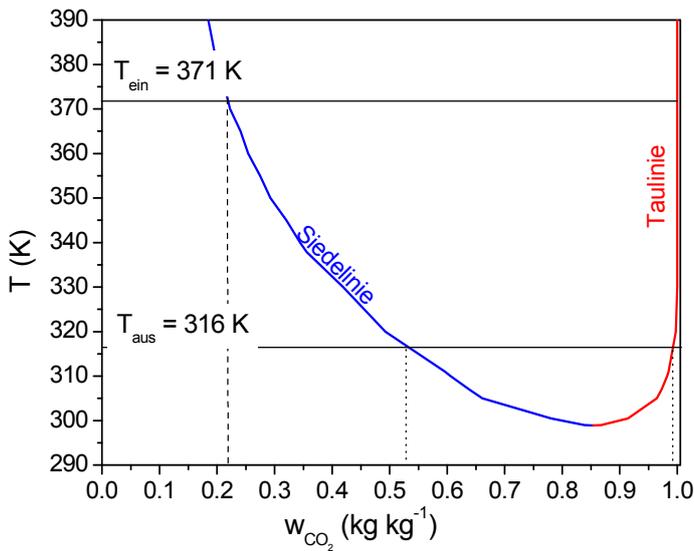


Abb. 4.3 Ausschnitt aus der 12 MPa-Isobare des binären Gemisches $\text{CO}_2 + \text{PEC5}$, berechnet mit der PC-SAFT-Zustandsgleichung

Nach den Kreislaufsimulationen für das reine CO_2 erfolgt die Verdampfung des Kältemittels im Hauptverdampfer bei ca. 280,2 K und 4,2 MPa. Berücksichtigt man jedoch, dass das Schmieröl PEC5 mit im Kreislauf zirkuliert, so dass im Verdampfer ein binäres Gemisch der beiden Komponenten vorhanden ist, liegt der Zustandspunkt des Gemisches bei den genannten Werten für p und T im Bereich der homogenen flüssigen Mischphase (s. Abb. 4.4). Um eine Verdampfung des Gemisches zu ermöglichen, müsste entweder der Druck im Verdampfer auf unter 4 MPa reduziert werden, oder die Temperatur erhöht werden, beispielsweise auf 283 K, wie in Abb. 4.4 dargestellt ist.

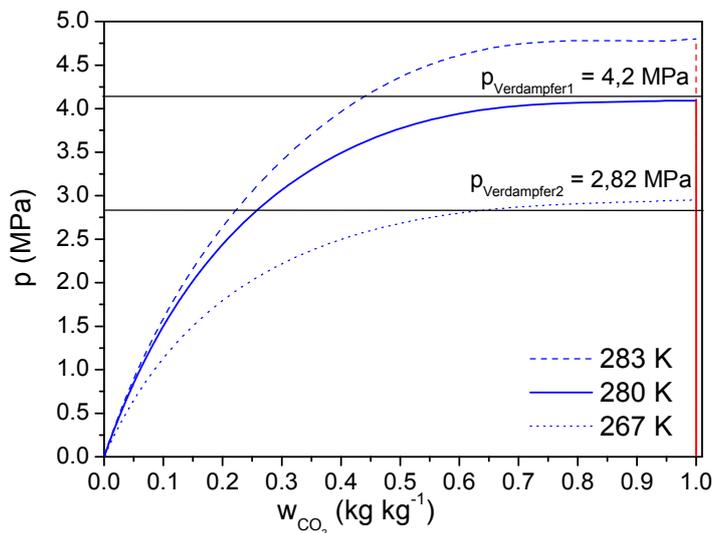


Abb. 4.4 267 K-, 280 K- und 283 K-Isotherme des binären Gemisches $\text{CO}_2 + \text{PEC5}$, berechnet mit der PC-SAFT-Zustandsgleichung

Im zweiten Verdampfer liegt laut Kreislaufsimulationen ein Zustand von $p = 2,82 \text{ MPa}$ und $T = 267 \text{ K}$ vor. Bei diesen Werten für T und p befindet man sich für ein Gemisch aus $\text{CO}_2 + \text{PEC5}$ im Zustandsgebiet des Dampf-Flüssig-Phasengleichgewichts. Wiederum tritt als Saugstrom in den Ejektor eine 2-Phasenströmung ein, bei der die Gasphase das reine Kältemittel ist, während die flüssige Mischphase zu ca. 62 Gew.-% aus CO_2 besteht (s. Abb. 4.4).

Da sowohl der Treib- als auch der Saugstrom des Ejektors 2-Phasenströmungen darstellen, könnte es sinnvoll sein, in beiden Strömungen vorm Eintritt in den Ejektor Zerstäubungsvorrichtungen einzubringen, die eine feine Verteilung der Flüssigkeitstropfen und damit eine Erhöhung des Impulsaustausches bewirken können.

5. Experimentelle Untersuchungen des Ejektors

5.1 Beschreibung des modifizierten Ejektorprüfstands

Im Rahmen des Projekts wurde ein am IFT vorhandener Prüfstand zur experimentellen Untersuchung von Ejektoren verbessert und modifiziert. Während der ursprüngliche Prüfstand [Fio11] zur Aufnahme von Messpunkten in zeitaufwendig einzustellenden stationären Zuständen betrieben werden mussten, können mit der modifizierten Versuchsanlage kontinuierlich Messdaten aufgenommen werden. Zudem ermöglicht der Prüfstand für detaillierte Untersuchungen die Einstellung von Randbedingungen in einem weiteren Bereich. Die Abb. 5.1 zeigt den Schaltplan des modifizierten Prüfstands. Durch Umschalten spezieller Ventile kann zwischen den Betriebszuständen gewechselt werden, so dass der Prüfstand sowohl als Komponentenprüfstand zur Vermessung eines Ejektors als auch zur Untersuchung von Ejektorkreisläufen genutzt werden kann. Weiterhin können mit dem Prüfstand auch 2-Verdampfer-Anlagen untersucht werden. Dabei wird der Unterkühler im Sekundärkreislauf als Verdampfer genutzt (s. Abb. 5.1).

Um die Kältemittelzustände für die Bilanzierung und die Untersuchung des Ejektors zu bestimmen, werden an den in Abb. 5.1 mit roten Kreisen markierten Stellen jeweils Druck und Temperatur gemessen. Der Druck des Kältemittels wird über Drucksensoren der Firma Baumer ermittelt, die Temperaturmessung erfolgt mit Thermocouplen und PT100 der Firma Omega.

Für die Messung der Massenströme werden Coriolismassenstrommessgeräte verwendet (Firmen Emerson und Rheonik). Um eine Blasenbildung im Massenstrommessgerät des Sekundärkreislaufs zu verhindern, die die Messergebnisse verfälschen würde, wird das Kältemittel nach dem Ausströmen aus dem Abscheider unterkühlt. Die Anordnung des Massenstrommessgerätes nach dem Abscheider im Gegensatz zu einer Anordnung hinter dem Verdampfer ermöglicht eine Messung des

Massenstroms auch wenn das Kältemittel aus dem Verdampfer im zweiphasigen Zustand austritt.

Als Überhitzer und Unterkühler bzw. zweiter Verdampfer kommen im modifizierten Prüfstand erstmals neuartige CO₂-Hochdruck-Plattenwärmetauscher der Firma Kaori zum Einsatz. Die Wärmeübertrager werden von einem Wasser-Ethylenglycol-Gemisch durchströmt. Beim Verdampfer (Mitteldruckwärmeübertrager) handelt es sich um einen Eigenbau des IFTs, in dem Heizstäbe der Firma Hillinger verbaut sind. Die Leistungen der Heizstäbe und damit des Wärmeübertragers sind mess- und regelbar, um definierte Zustände im Kreislauf einstellen zu können. Soll der Prüfstand beispielsweise als 2-Verdampferanlage betrieben werden, lässt sich die Leistung des Mitteldruckverdampfers derart einstellen, dass nicht das gesamte Kältemittel verdampft wird, sondern im Abscheider flüssiges Kältemittel für den Sekundärstrom anfällt. Bei dem internen Wärmetauscher handelt es sich ebenfalls um einen Eigenbau des IFTs, der als Mantelrohrwärmeübertrager ausgeführt ist, der von den beiden Kältemittelströmen im Gegenstrom durchströmt wird.

Als Abscheider wird ein zylinderförmiger Druckbehälter mit eingebautem Radar-Füllstandssensor verwendet [Lem04]. Die Kältemittelzufuhr erfolgt auf etwa 2/3 der Behälterhöhe über einen nach unten gekrümmten Einlaufstutzen. Flüssiges Kältemittel kann am Flaschenboden entnommen werden, während das gasförmige Kältemittel im oberen Bereich des Behälters über einen nach oben gekrümmten Rohrstutzen abgesaugt wird. Für den Fall eines überfüllten Abscheiders schützt eine elektrische Heizung den Verdichter vor dem Ansaugen von zweiphasigem CO₂. Die Masse des Kältemittels im Abscheider wird mit einer Waage (Mettler Toledo) bestimmt.

Im Prüfstand kommt ein CO₂-Schwenscheibenverdichter der Firma Obrist vom Typ C 99-06-03 mit regelbarer Drehzahl zum Einsatz (Kenngrößen des Verdichters s. [Fio11]). Der Verdichter wird mit einem Elektromotor angetrieben, dem ein Danfoss Frequenzumformer vorgeschaltet ist.

Eine Ölrückführung wird verwendet, um sicherzustellen, dass das Öl, das mit dem Kältemittel aus dem Verdichter mitgerissen wird, nicht in den Gaskühler gelangt, sondern zum Verdichter zurückgeführt wird.

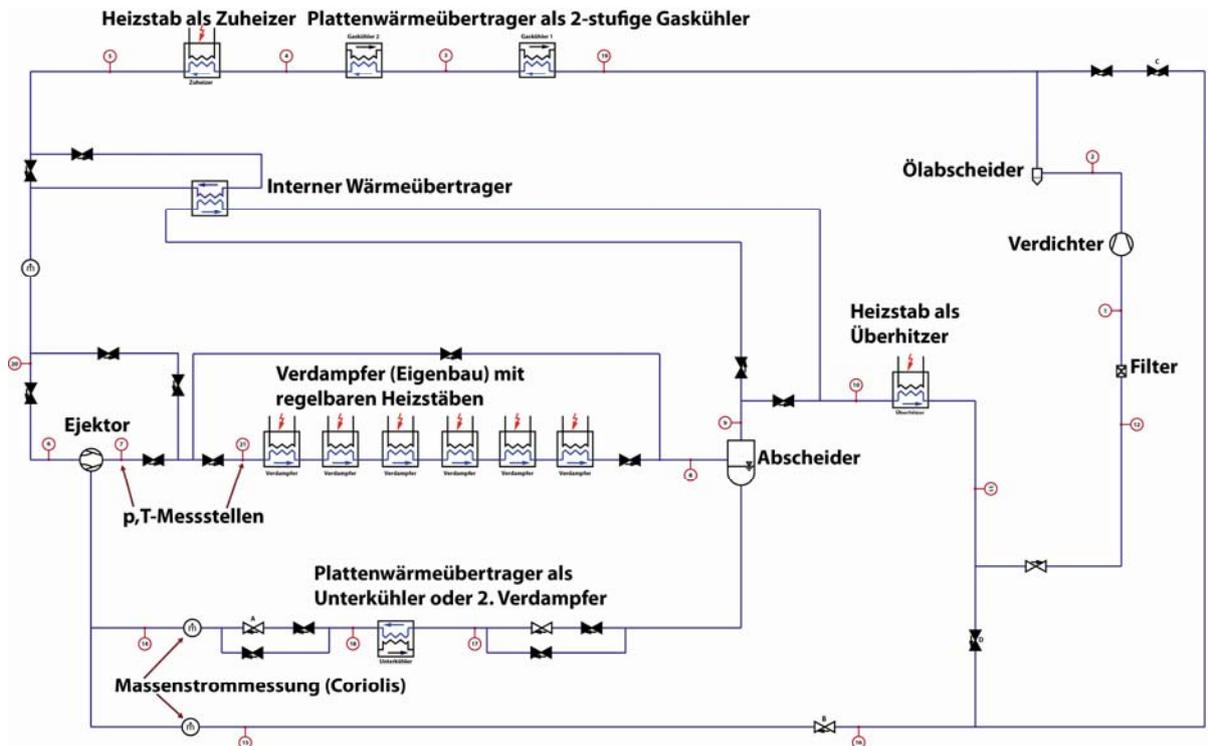


Abb. 5. 1 Schaltplan für den modifizierten Ejektorprüfstand im Ift

Die zentrale Datenerfassung wird mit dem Messwerterfassungssystem des Typs NI SCXI der Firma National Instruments durchgeführt, wobei die Messwerte als Spannungssignale erfasst und an die Datenerfassungssoftware LabVIEW übertragen werden. Das Auslesen der Messwerte erfolgt mit einer Abtastrate von 3 Hz. Im Postprocessing werden die Signale den einzelnen physikalischen Messstellen zugeordnet und umgerechnet [Fio11].

5.2 Durchgeführte Messungen

Wie eingangs in Kap. 2 erwähnt, wurde aufgrund der geänderten Ausrichtung eines Folgeprojekts darauf verzichtet, einen Ejektor zu entwickeln und zu vermessen, der allein für den hier untersuchten Klimaanlagebetrieb ausgelegt ist. Stattdessen wurden am Prüfstand Untersuchungen zu den Strömungsverhältnissen im Ejektor durchgeführt, um grundlegende Erkenntnisse zur optimalen Gestaltung der Düsen zu erhalten.

Trotz intensiver Forschung sind Voraussagen zur Ejektoreffizienz aufgrund der komplexen Strömungsverhältnisse und der Nichtgleichgewichtszustände im Ejektor nach wie vor schwierig. Um die Ejektoreffizienz optimieren zu können, ist es daher notwendig, zu verstehen, wie der Impulsaustausch im Ejektor durch die

Eintrittsbedingungen des Saug- und Treibstroms, aber vor allen Dingen auch durch die Geometrie der Treibdüse beeinflusst wird.

Rückschlüsse auf den Impulsaustausch lässt die experimentelle Untersuchung der Strahlaufbildung des Treibstroms zu. Daher wurden im Rahmen des Projekts am IFT Freistrahlexperimenten [TLK10] durchgeführt, um zu untersuchen, wie die Strahlaufweitung - charakterisiert durch den Öffnungswinkel β - durch die Eintrittsbedingungen und die Geometrie der Treibdüse bzw. die Anzahl der Düsenöffnungen beeinflusst wird. Neben einer ‚klassischen‘ 1-Lochdüse wurden auch Mehrlochdüse mit 3 oder 5 Düsenbohrungen untersucht, da man sich von ihnen einen besseren Impulsaustausch zwischen Treib- und Saugstrom erhofft. Die Bauweise der am IFT entwickelten ‚kurzen‘ Treibdüsen ist in Abb. 5.2 dargestellt.

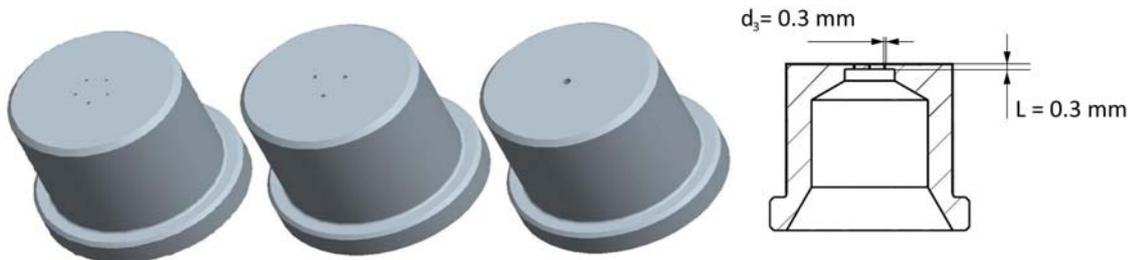


Abb. 5. 2 Untersuchte Treibdüsen

Für die Untersuchung der Treibdüsen wurde im Prüfstand anstelle eines Ejektors ein Hochdruck-Glaszylinder eingebaut, in den die verschiedenen Düsen eingesetzt wurden. Unter variablen Versuchsbedingungen wurde dann die Aufweitung des aus der Treibdüse austretenden Strahls mit einer Webkamera aufgenommen und dann vermessen (S. Abb. 5.3)

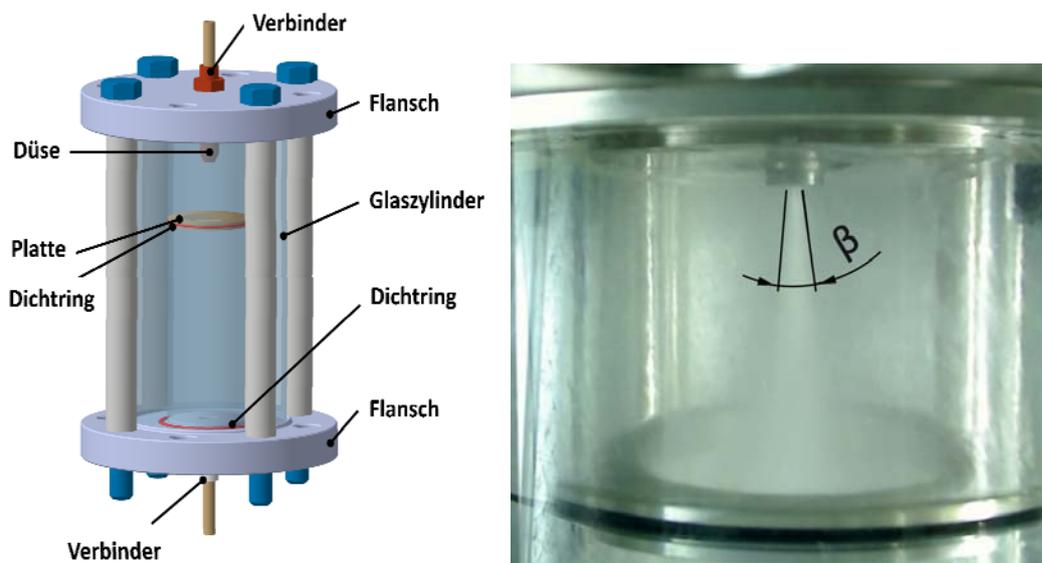


Abb. 5. 3 Glaszylinder zur Aufnahme der Ejektortreibdüse, Vermessung des Strahlwinkels

Zudem wurde aus den bekannten Eintrittsbedingungen vor der Treibdüse (m_1 , ρ_1 , p_1) mittels der Bernoulli-Gleichung die Einschnürung des Strahls in der Treibdüse berechnet, d.h. das Verhältnis des effektiven Strömungsquerschnitts A_{eff} zur Querschnittsfläche der Bohrung A_{geo}

$$\frac{A_{eff}}{A_{geo}} = \dot{m}_1 / \left(A_{geo} \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)} \right) \quad (5.1)$$

In Abb. 5.4 sind die Ergebnisse für die Einschnürung des Treibstroms für die verschiedenen untersuchten Düsen als Funktion des Hochdrucks und der Temperatur an der Treibdüse dargestellt, untersucht wurden die Temperaturen 20°C, 30°C und 40°C, während der Hochdruck zwischen 6 und 12 MPa variierte. Als Mitteldruck p_2 hinter der Treibdüse wurde ein fester Wert von 4 MPa eingestellt.

Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass für Temperaturen $> 20^\circ\text{C}$ der effektive Strömungsquerschnitt deutlich unter dem geometrischen Wert liegt, und mit steigender Temperatur kleiner wird, während er mit dem Hochdruck i.A. steigt. Auch wenn die effektiven Querschnitte der Mehrlochdüsen unter den Werten der 1-Lochdüse liegen, sind die Unterschiede für die verschiedenen Düsentypen nicht so signifikant wie der Einfluss der Temperatur und des Hochdrucks (Ausnahme 5-Lochdüse bei 20°C). Mit Hilfe der in Abb. 5.4 dargestellten Ergebnisse lassen sich zukünftig bei der Auslegung der Treibdüse Korrekturfaktoren für den Düsendurchmesser ermitteln.

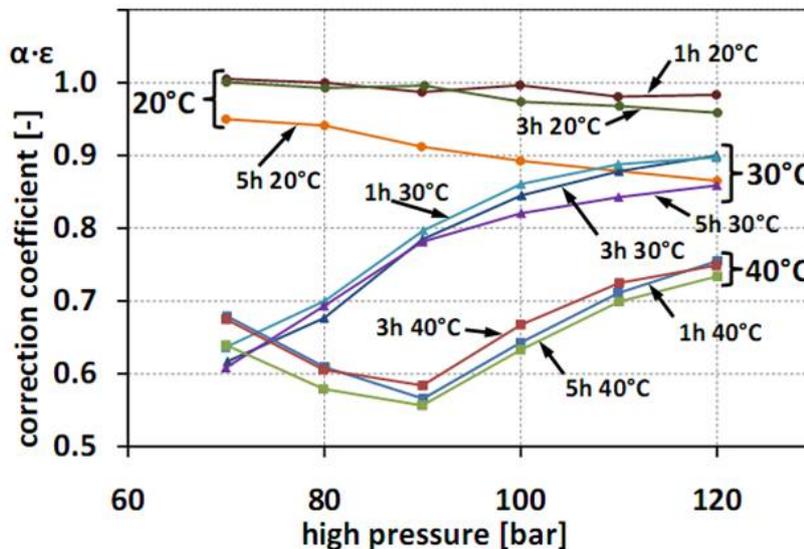


Abb. 5. 4 Ergebnisse für die Einschnürung A_{eff}/A_{geo} des Treibstrahls für die 1-Loch- (1h), 3-Loch- (3h) und 5-Lochdüse (5h) in Abhängigkeit vom Hochdruck p_1 und der Temperatur an der Düse [TLK10]. Alle Ströme wurden auf den gleichen Mitteldruck $p_2 = 40$ bar gedrosselt

Für die 5-Lochdüse wurde für die genannten variablen Eintrittsbedingungen (p_1 , T_1) die Aufweitung des aus der Düse austretenden Strahls gemessen. Die Abb. 5.5 zeigt die Ergebnisse für eine Korrelation, die den Strahlwinkel β in Relation zur Ohnesorge-Kennzahl setzt, die aus den bekannten Stoffdaten des Kältemittels am Düseneintritt bestimmt wurde. Mit Hilfe dieser Korrelation ist es nun möglich, bei der Auslegung des Ejektors für die Auslegungsbedingungen den Strahlwinkel abzuschätzen, und den Durchmesser des Mischrohrs entsprechend zu optimieren.

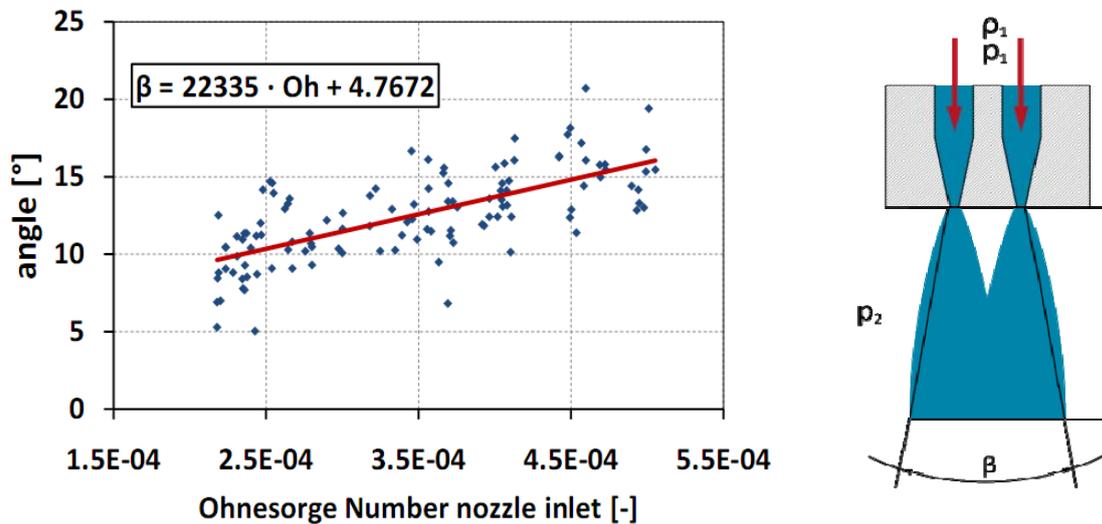


Abb. 5. 5 Ergebnisse für den Strahlwinkel bei der 5-Lochdüse für verschiedene Eintrittszustände, charakterisiert durch die Ohnesorge-Kennzahl [TLK10].

Neben der experimentellen Untersuchung des Ejektors können auch CFD-Simulationen wichtige Hinweise zum Einfluss geometrischer Faktoren auf die Strömung im Ejektor liefern [RK1970]. Allerdings sind diese Simulationen der Zweiphasenströmung innerhalb des Ejektors so anspruchsvoll und komplex, dass diese Untersuchungen am IfT Gegenstand eines bewilligten DFG-Forschungsprojekts sind („Untersuchung zur energieeffizienten Gestaltung eines zweistufigen CO_2 -Ejektorkreislaufes für kommerzielle Kühlung in tropischen Gebieten“, geplante Projektlaufzeit 1.1.2012-31.12.2013). Sofern das DFG-Projekt einen entsprechenden Stand erreicht, werden dessen Ergebnisse aus CFD-Simulationen in das geplante weiterführende DBU-Projekt zur umschaltbaren CO_2 -Ejektor-Wärmepumpen-Klimaanlage einfließen können.

6. Vermessung von Referenzanlagen ohne Ejektor

Bei Konvekta wurden im Rahmen des Projekts eine Referenz-Omnibusklimaanlage mit dem Kältemitteln R134a und eine CO₂-Klimaanlage ohne Ejektor auf dem Klimaprüfstand vermessen und Leistungs-Kennfelder erstellt. Diese Anlagen dienen als Basis und „Defender“ für die weiteren Untersuchungen. Anhand des Vergleichs mit der CO₂-Klimaanlage ohne Ejektor kann die Effizienzsteigerung durch den Einsatz des Ejektors quantifiziert werden, und die R134a-Referenzanlage stellt den „State-of-the-Art“ Zustand dar.

6.1 Durchgeführte Messungen

Sowohl bei der R134a-Referenzanlage als auch der CO₂-Klimaanlage ohne Ejektor handelt es sich um 2-Verdampfer-Klimaanlagen mit Frontboxverdampfer. Die Abb. 6.1 zeigt eine Schnittansicht der R134a-Klimaanlage.

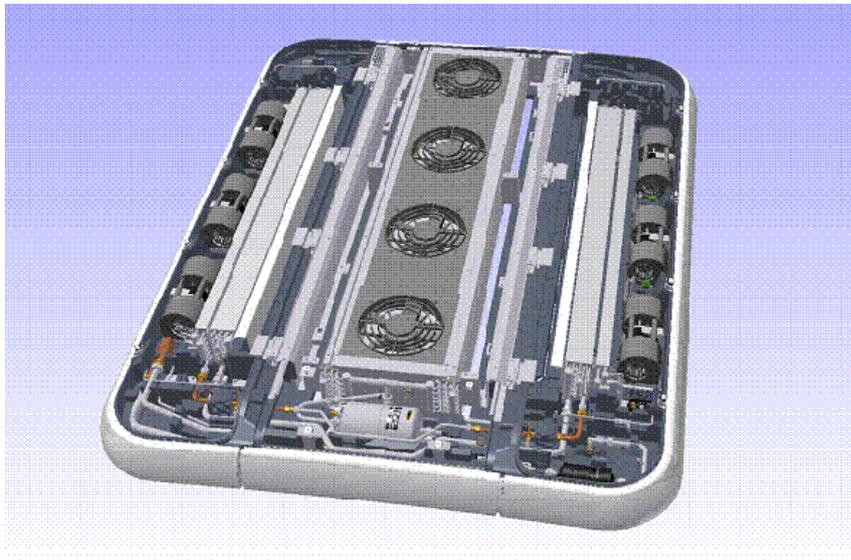


Abb. 6. 1 Schnittansicht der R134a-Klimaanlage ohne Kompressor und Frontbox

Die in der CO₂-Klimaanlage verbauten Lüfter, Gebläse und Wärmetauscher haben die gleichen Abmessungen wie in der R134a-Anlage, jedoch verfügt die CO₂-Anlage über einen zusätzlichen internen Wärmetauscher (IWT). Im IWT wird allerdings in den untersuchten Betriebspunkten so wenig Wärme ausgetauscht, dass er einen vernachlässigbaren Einfluss auf die ermittelten COPs hat. In der R134a-Anlage werden elektrische Expansionsventile verwendet, während die CO₂-Anlage über ein thermostatisches Expansionsventil verfügt. Zudem ist der FKX40/110ccm CO₂-Verdichter im Verhältnis zum FKX40/470ccm Verdichter der R134a-Anlage leistungsstärker. Das bedeutet, dass die Messungen für die R134a- und die CO₂-

Anlage nur bedingt miteinander vergleichbar sind. Allerdings ist das auch nicht das Ziel der Untersuchungen. Durch die Vermessungen der beiden Kältekreisläufe soll vielmehr für jedes Kältemittel das Potential zur COP-Verbesserung durch die Verwendung eines Ejektors ermittelt werden.

Im Klimaprüfstand bei Konvekta wurden Kältemittel- und Lufttemperaturen mit Thermoelementen gemessen, die Kältemitteldrücke durch Druckwandler mit Halbleiter-Membran-Drucksensoren. Die Kälteleistung wurde in einer Kalorimeter Testzelle in Anlehnung an DIN 8958 ermittelt. Verdampfer und Expansionsventil wurden in eine isolierte Simulationskammer eingebaut. Alle anderen Teile wurden in einem Raum getestet, in dem die Umgebungsbedingungen eingestellt wurden. Während der Tests wurde in die isolierte Kammer eine der Kälteleistung entsprechende Heizleistung durch eine elektrische Widerstandsheizung eingebracht und gemessen. Alle Testdaten wurden durch ein Datenerfassungs- und Computersystem während einer konstanten Testphase von circa 3 Stunden aufgezeichnet.

Sowohl für die R134a- als auch die CO₂-Anlage wurde die Lufttemperatur innen und außen auf ca. 25°C eingestellt, da dies einem typischen Betriebspunkt einer Omnibus-Klimaanlage entspricht, und deutlich häufiger auftritt als höhere Außentemperaturen. Für beide Anlagen wurden dann die Zustandspunkte im Kältekreislauf bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen

R134a: 1280 und 2550 U/min
 CO₂: 710, 1638 und 2239 U/min
 ermittelt.

6.2 Messergebnisse

Die Abbildung 6.2 zeigt den Kältekreislauf der R134a-Anlage im log-p-h-Diagramm, die Abbildung 6.3 die entsprechenden Messergebnisse der CO₂-Anlage. Für beide Anlagen liegt der ermittelte COP in der Größenordnung um 2,5.

Um das Potenzial zur Effizienzsteigerung durch einen Ejektor abzuschätzen, wurde die Steigerung des COPs durch eine isentrope Drosselung zwischen Kondensator und Verdampfer ermittelt. Wie in Abb. 6.2 ersichtlich ist, liegen die für R134a Zustandspunkte nach isentroper Drosselung nahe beim Zustandspunkt nach realer Drosselung. Somit lässt sich durch eine isentrope Drosselung nur eine geringe Effizienzsteigerung < 2% erreichen, wie in Tab. 6.1 dargestellt.

n (U/min)	COP-Steigerung (%)
1280	1,52
2550	1,93

Tab. 6. 1 Ermittelte COP-Werte für die R134a-Anlage und Verbesserungspotenzial bei isentroper Drosselung.

Das bedeutet, dass durch den Einsatz eines Ejektors in der R134a-Anlage keine nennenswerte Verbesserung des COPs erzielt werden kann.

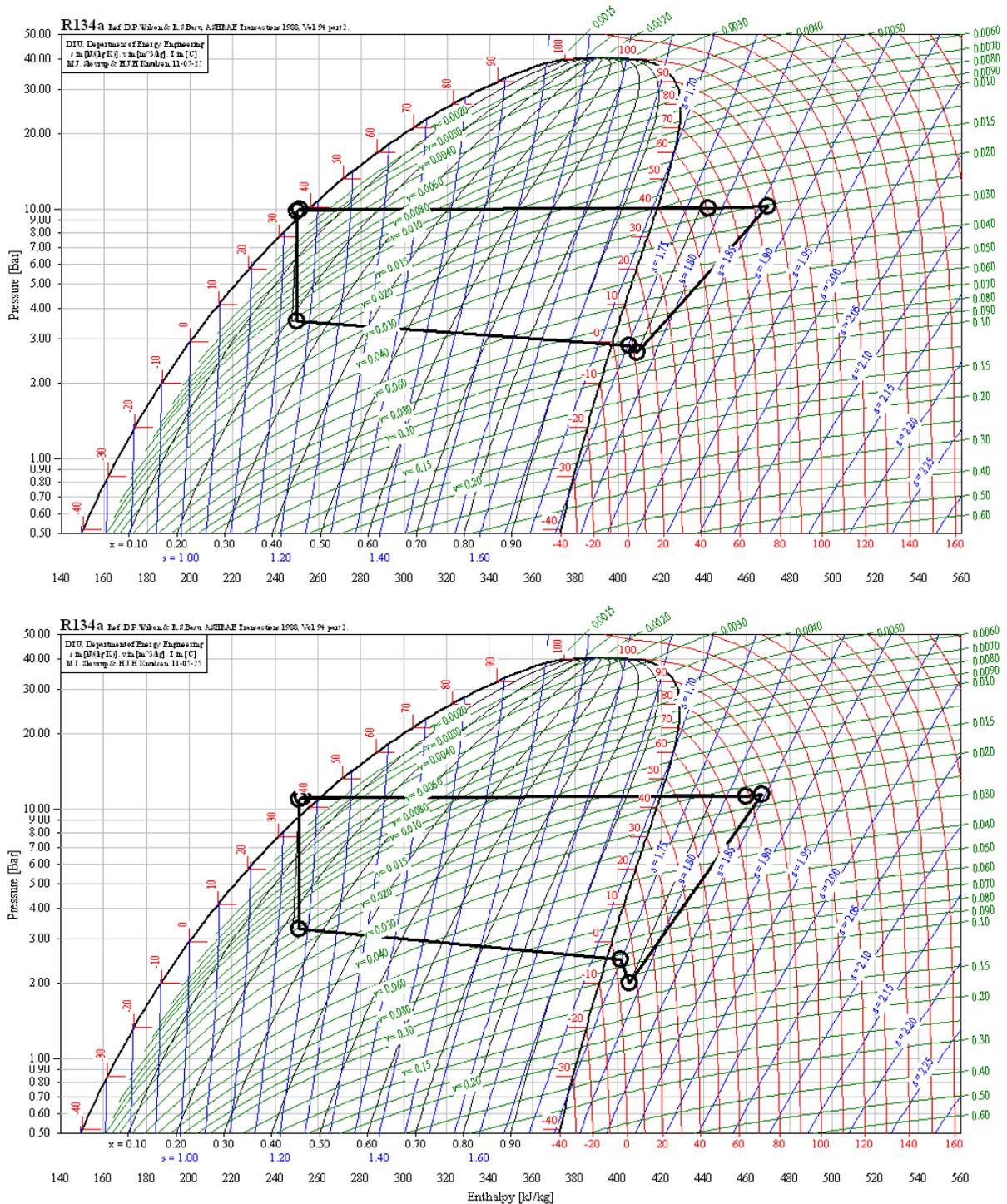


Abb. 6. 2 Darstellung des Kältekreislaufs der R134a-Klimanlage im log-p-h-Diagramm für $n = 1280$ U/min (oberes Diagramm) und $n = 2550$ U/min (untere Darstellung).

In der Abb. 6.3 ist der Kältekreislauf der CO₂-Anlage im log-p-h-Diagramm für die niedrige (710 U/min) und hohe (2239 U/min) Verdichterdrehzahl dargestellt.

Die Abb. 6.3 verdeutlicht, dass für die CO₂-Kältekreisläufe durch eine isentrope Drosselung der Eintrittspunkt in den Verdampfer deutlich verschoben wird, so dass eine Effizienzsteigerung in der Größenordnung von 4% möglich wird. Die möglichen COP-Steigerungen bei isentroper Drosselung sind für verschiedene Drehzahlen in Tabelle 6.2 gegeben.

n (U/min)	COP-Steigerung (%)
710	4,07
1638	4,19
2239	3,95

Tab. 6. 2 Ermittelte COP-Werte für die CO₂-Anlage und Verbesserungspotenzial bei isentroper Drosselung.

Für die einfache 2-Verdampferanlage stellt die ermittelte COP Verbesserung bei isentroper Drosselung eine Obergrenze für die erreichbare Effizienzsteigerung durch Verwendung eines Ejektors dar. Die in den Simulationen mit einem realen Ejektormodell ermittelten COP-Steigerungen von 2,3 - 2,5 % für die 2-Verdampferanlage 2VD_ej im Vergleich zur Anlage 2VD_o (s. Kap. 3.3) scheinen somit ein realistisches Bild von der möglichen Effizienzsteigerung in realen CO₂-Ejektor-Kreisläufen zu liefern.

Wie aus den Simulationsergebnissen hervorgeht, ist eine weitere COP-Verbesserung für die CO₂-Klimaanlage möglich, wenn man den Ejektor dazu nutzt, die Kältemittelströme durch die einzelnen Verdampfer der Mehrverdampferanlagen sinnvoll zu koppeln. Die experimentelle Untersuchung und die Optimierung einer solchen CO₂-Anlage mit Ejektor ist dann aber Gegenstand eines weiterführenden Projekts.

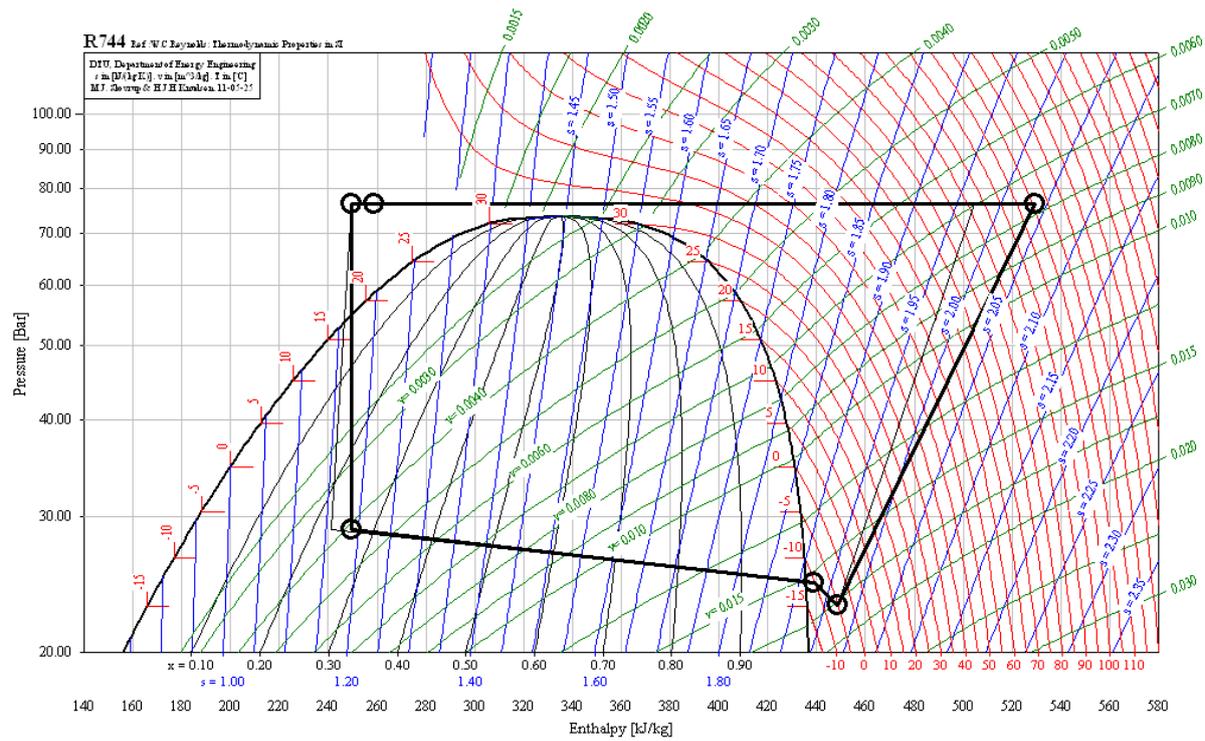
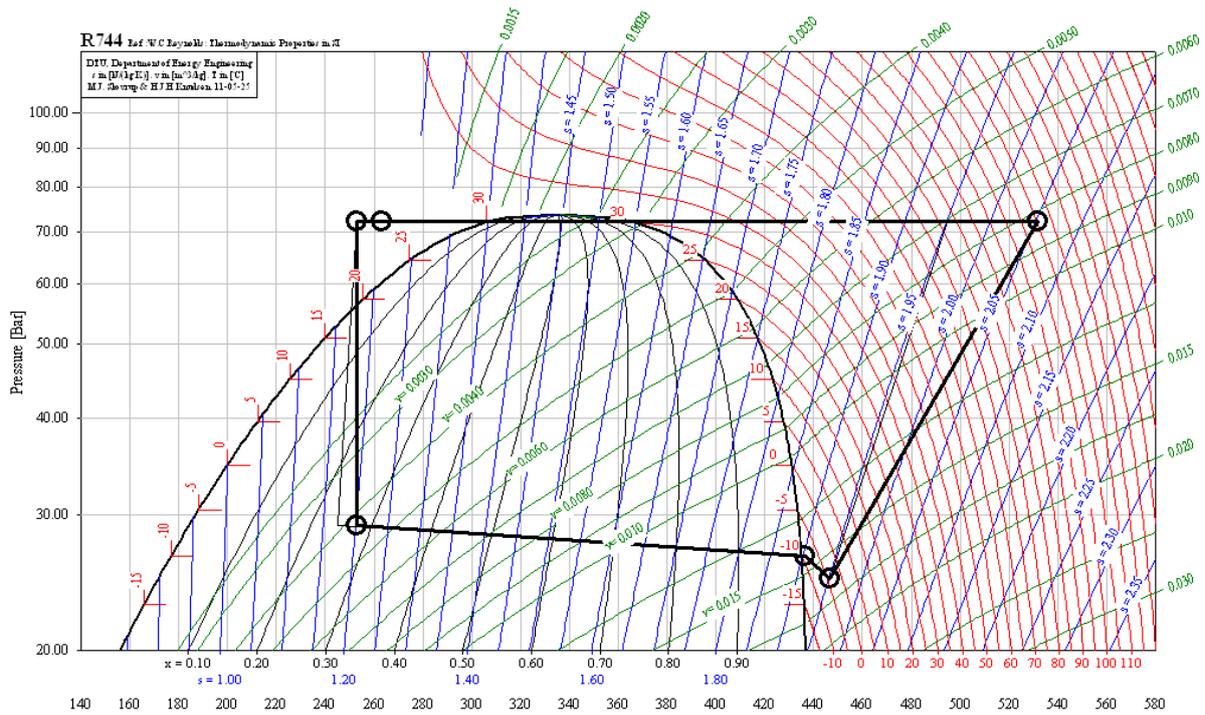


Abb. 6. 3 Darstellung des Kältekreislaufs der CO₂-Klimanlage im log-p-h-Diagramm für $n = 710$ U/min (oberes Diagramm) und $n = 2239$ U/min (untere Darstellung).

7. Potenzielle Umweltbelastung

Aufgrund der hohen Kälteleistungen und der damit verbundenen großen Kältemittelfüllmengen werden bei Omnibussen durch Leckage oder Wartungen erhebliche Mengen an R134a freigesetzt. Für die reinen Leckageverluste wurde in einer Studie von Schwarz [Schw07] ein durchschnittlicher Wert von ca. 1-1,1 kg R134a pro Jahr und Bus ermittelt. Für die rund 76.000 Omnibusse, die in Deutschland im Einsatz sind [VDA10], entspricht dies einer direkten Emission von Treibhausgasen durch Leckagen der Klimaanlage in Höhe von rund (76-83,6) t R134a pro Jahr. Die tatsächlichen Verbrauchsmengen an R134a sind aber deutlich größer als die reinen Leckageverluste. Eine aktuelle Studie [Ebe11] ermittelte für die 1349 eingesetzten Busse der Berliner Verkehrsbetriebe eine Verbrauchsmenge von 7487 kg R134a pro Jahr. Umrechnet auf die deutschlandweit eingesetzten 76.000 Omnibusse ergibt sich daraus eine Verbrauchsmenge von rund 421,8 t/a R134a, die mehr als das Fünffache der nach Schwarz ermittelten Leckagemenge ist. Der höhere Verbrauch könnte darin begründet liegen, dass bei Wartungen ein Großteil des Kältemittels aus der Klimaanlage abgesaugt, und durch neues R134a ersetzt wird. Zwar wird in Deutschland das bei der Wartung abgesaugte Kältemittel recycelt, in vielen Ländern wird es aber in die Umgebung abgeblasen, und trägt damit zur direkten Emission von Treibhausgasen bei. Somit ist anzunehmen, dass die weltweite direkte Emission von R134a aus Omnibusklimaanlagen weitaus größer ist, als der aufgrund der Leckagerate nach Schwarz ermittelte Wert.

Im Rahmen dieses Projektes konnte theoretisch gezeigt werden, dass sich durch den Einsatz eines Ejektors CO₂-Klimaanlagen realisieren lassen, die in ihrer Energieeffizienz mit modernen, hocheffizienten R134a-Anlagen vergleichbar sind. Würde man also in allen Omnibussen in Deutschland die R134a- durch CO₂-Ejektor-Anlagen ersetzen, ließe sich die direkte Emission des Treibhausgases R134a um (76-83,6) t/a reduzieren, ohne dass die indirekte Emission durch den Kraftstoffverbrauch zum Antrieb der Klimaanlage zunehmen würde.

Zudem wurde im Projekt gezeigt, dass noch ein enormes Potenzial zur Effizienzsteigerung der CO₂-Ejektor-Klimaanlage durch die Optimierung der Anlagenbauteile besteht. Durch eine weitere Effizienzsteigerung ließe sich somit auch die indirekte Emission von Treibhausgasen weiter reduzieren.

8. Fazit

Im Rahmen des Projektes wurde erstmals untersucht, wie ein Ejektor effizient in eine CO₂-Omnibusklimaanlage integriert werden kann. Durch Systemsimulationen am Ift und experimentelle Untersuchung von Referenzkreisläufen wurde gezeigt, dass durch den Einsatz eines Ejektors grundsätzlich eine Erhöhung des COPs der Klimaanlage möglich ist. Systemsimulationen für verschiedene Verschaltungen

haben verdeutlicht, dass der Ejektor insbesondere bei Mehrverdampferanlagen vorteilhaft ist, da er dort eine geschickte Kopplung der Teilströme ermöglicht. Als besonders effizient hat sich die Ejektoranlage 2VD_Ej_kompakt erwiesen, bei der sich zwei Verdampfer am Heck des Busses befinden, die einen einzigen Luftstrom zur Klimatisierung des gesamten Businnenraums zu kühlen. Ein wichtiges Simulationsergebnis ist aber auch, dass eine weitere deutliche Effizienzsteigerung der Ejektor-Klimaanlage möglich ist, wenn alle Anlagenkomponenten für die gewählte Verschaltung optimiert werden. Dadurch ließen sich CO₂-Klimaanlagen realisieren, die in ihrer Energieeffizienz mit modernen und hocheffizienten R134a-Anlagen vergleichbar sind. Weiteres Verbesserungspotenzial bietet die Verwendung eines IHX.

Für eine detaillierte Untersuchung und Optimierung von Ejektor-Kreisläufen sind jedoch genaue Kenntnisse der thermophysikalischen Stoffeigenschaften des Gemisches aus CO₂ als Kältemittel und dem Schmieröl erforderlich. Im Rahmen des Projekts konnte gezeigt werden, dass die PC-SAFT-Zustandsgleichung prinzipiell eine gute und zuverlässige Vorhersage zum Phasenverhalten und zu den Dichten der Gemische liefert. Allerdings erfordert die Verwendung der Zustandsgleichung experimentelle Daten für die reinen Schmierstoffe und für deren Gemische mit CO₂, um sowohl die Reinstoffparameter des Modells, als auch die Wechselwirkungsparameter zuverlässig bestimmen zu können. Gemischviskositäten können jedoch nur mit relativ großer Ungenauigkeit abgeschätzt werden, da keines der untersuchten Modelle in der Lage ist, die Änderung der Viskosität mit Druck, Temperatur und Zusammensetzung über den gesamten Zustandsbereich korrekt zu beschreiben.

Desweiteren wurde für das Projekt am IfT ein vorhandener Prüfstand zur experimentellen Untersuchung von Ejektoren verbessert und modifiziert, so dass nun kontinuierliche Messungen unter variablen Randbedingungen möglich sind. Dabei kann der Prüfstand sowohl als Komponentenprüfstand zur Vermessung eines Ejektors als auch zur Untersuchung von Ejektorkreisläufen genutzt werden. Am Prüfstand wurden Untersuchungen zu den Strömungsverhältnissen im Ejektor durchgeführt, um grundlegende Erkenntnisse zur optimalen Gestaltung der Düsen zu erhalten. In Freistrahlsversuchen wurden Korrelationen zur Strahleinschnürung in der Treibdüse und Strahlaufweitung des Mischstroms ermittelt, die eine Basis zur optimierten Auslegung von Treibdüse und Mischrohr liefern.

Das durchgeführte Vorhaben hat somit wichtige Erkenntnisse sowohl zur Verwendung von Ejektoren in CO₂-Omnibusanlagen als auch zur Optimierung von Ejektoren geliefert. Diese sollen in einem geplanten DBU-Projekt Verwendung finden, in dem umschaltbare CO₂-Ejektor-Kreisläufe untersucht werden sollen, die im Sommer als Klimaanlagen, im Winter jedoch als Wärmepumpen betrieben werden können.

Literaturverzeichnis

- [ABB01] ALLAL, A., BONED, C. und BAYLAUCQ, A.: Phys. Chem. Liq. S. 607-624, 39 (6), 2001.
- [AMB01] ALLAL, A., MOHA-OUCHANE, M. und BONED, C.: Phys. Chem. Liq. S. 1, 39, 2001.
- [AP75] ABRAMS, D. S. und PRAUSNITZ, J. M.: AIChE J., S. 116-128, 21 (1), 1975.
- [AG01] AHLERS, J. und GMEHLING, J.: Fluid Phase Equilib. S. 177-188, 191, 2001.
- [BPF08] BOBBO, S. PENECEHELE, F., FEDELE, L. und STRYJEK, R.: J. Chem. Eng. Data S. 2581-2585, 53, 2008.
- [CBB06] COMUNAS, M. J. P., BAYLAUCQ, A., BONED, C. und FERNANDEZ, J.: J. Phys. Chem. B., S. 12820-12834, 110, 2006.
- [CJG88] CHAPMAN, W., JACKSON, G. und GUBBINS, K.: Mol. Phys. S. 1057-1079, 65 (5), 1988.
- [Ebe11] EBERWEIN, B., Berliner Verkehrsbetriebe AöR, Bereich Omnibus VBO-KT 1: *Zukunftsfähige Busklimatisierung*. Fachgespräch Berlin, 15.03.2011
- [EC06] Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. Official Journal of the European Union L161/12, 2006.
- [Fio11] FIOREZZANO DE ALBUQUERQUE, R.: *Untersuchung von Ejektor-Kälteanlagen beim Einsatz in tropischen Gebieten*. Dissertation am Institut für Thermodynamik, TU Braunschweig, 2011.
- [FLT08] FANDINO, O., LOPEZ, E. R., TEODORESCU, M., MAINAR, A. M. und FERNANDEZ, J.: J. Chem. Eng. Data S. 1854-1861, 53, 2008.
- [FMB07] FEDELE, L., Marinetti, S., Bobbo, S. und Scattolini, M.: J. Chem. Eng. Data S. 108-115, 52, 2007.
- [FPL05] FANDINO, O., PENSADO, A. S., LUGO, L., LOPEZ, E. R. und FERNANDEZ, J.: Green Chemistry, S. 775-783, 7, 2005.
- [För04] FÖRSTERLING, S.: *Vergleichende Untersuchung von CO₂-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. Dissertation am Institut für Thermodynamik, TU Braunschweig, 2004.
- [FPB09] FEDELE, L., PENECEHELE, F., BOBBO, S., SCATTOLINI, M. und STRYJEK, R.: Fluid Phase Equil. S. 55-60, 277, 2009.
- [FPL05] FANDINO, O., PENSADO o, A. S., LUGO, L., COMUNAS, M. J. P. und FERNANDEZ, J.: J. Chem. Eng. Data S. 939-946, 5, 2005.
- [GS01] GROSS, J. und SADOWSKI, G.: Ind. Eng. Chem. Res. S. 1244-1260, 40, 2001.
- [GYB08] GARCIA, J., YOUNI-IDRISSI, M., BONJOUR, J. und FERNANDEZ, J.: J. Supercrit. Fluids S. 8-16, 47, 2008.
- [HG91] HOLDERBAUM, T. und GMEHLING, J.: Fluid Phase Equilib. S. 251-265, 70, 1991.
- [HW00] HAUKE, A. und WEIDNER, E.: Ind. Eng. Chem. Res., S. 4646-4651, 39, 2000.
- [KZY89] KANTI, M., ZHOU, H., YE, S., BONED, C. LAGOURLETTE, B., SAINT-GUIRONS, H., XANS, P. und MONTEL, F.: J. Phys. Chem. S. 3660 ff, 93, 1989.
- [LCC07] LUGO, L., CANET, X., COMUNAS, M. J. P., PENSADO, A. S. und FERNANDEZ, J.: Ind. Eng. Chem., S. 1826-1835, 46, 2007.

- [Lem04] LEMKE, N.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂*. Dissertation am Institut für Thermodynamik, TU Braunschweig, 2004.
- [MP78] MAURER, G. und PRAUSNITZ J. M.: Fluid Phase Equilib. S. 91-99, 2, 1978.
- [NB09] NETO, M. M. und BARBOSA Jr., J. R.: J. Supercrit. Fluids S. 6-12, 50, 2009.
- [PBF09] PENECEHELE F., BOBBO, S., FEDELE, L. und STRYJEK, R.: Int. J. Thermophys. S. 1144 ff., 30, 2009.
- [PCF06] PENSADO, A. S., COMUNAS, M. J. P. und FERNANDEZ, J.: Ind. Eng. Chem. Res. S. 2394-2404 und 9171-9183, 45, 2006.
- [PPC08] PENSADO, S., PADUA, A. A. H., COMUNAS, M. J. P. und FERNANDEZ, J.: AIChE J. S. 1625 ff., 54 (6) 2008.
- [PPF08] PENSADO, S., PADUA, A. A. H., COMUNAS, M. J. P. und FERNANDEZ, J.: J. Supercrit. Fluids S. 172-185, 44, 2008.
- [PWW94] PADUA, A. A. H., WAKEHAM, W. A., und WILHELM, J.: Int. J. Thermophys. , S. 767-777, 15 (5), 1994.
- [RK1970] RAO, N. S. und KREMER, H.: Injektoren für gas- und dampfförmige Medien. Vulkan-Verlag, Essen 1970.
- [Schw07] SCHWARZ, W.: Establishment of Leakage Rates of Mobile Air Conditioners in Heavy Duty Vehicles, Final Report, Part 2, Buses and Coaches, Prepared for the European Commission (DG Environment)
- [Teg99] TEGETHOFF, W.: Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme. Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 19, Nr. 118, 1999.
- [TK52] TAMURA M. und KURATA, M.: Bull. Chem. Soc. Japan, S. 32-38, 125, 1952.
- [TLK10] TISCHENDORF, C., LUCAS, C., KÖHLER, J. und TEGETHOFF, W.: *Visual Investigation of an Ejector Motive Nozzle*, ASME Conference, Vancouver, Kanada, 2010.
- [QD06] QUINONES-CISNEROS, S. E. und DEITERS, U. K.: Generalization of the Friction Theory for Viscosity Modeling. J. Phys. Chem. B., S. 12820-12834, 110, 2006.
- [QZ01] QUINONES-CISNEROS, S. E. und ZEBERG-MIKKELSEN, C. K.: Fluid Phase Equilib. S. 1, 178, 2001.
- [QZ06] QUINONES-CISNEROS, S. E., ZEBERG-MIKKELSEN, C. K., Fernández J. und García, J.: AIChE J., s. 1600-1610, 52, 4, 2006.
- [VDA10] VDA-BROSCHÜRE.: Busse mit Sicherheit umweltfreundlich, VDA 2010.
- [WDH08] WEI, W., DING, G., HU, H. und WANG, K.: Front. Energy Power Eng. China, S. 227-234, 2, 2008.
- [WRI00] <http://cait.wri.org/figures.php?page=/World-FlowChart>

Patente und Patentanträge

- [DE112005000931T5] OSHITANI, H., TAKEUCHI, H., YAMADA, E. und NISHIJIMA, H. (DENSO Corp.): *Ejektorpumpen-Kühlkreisvorrichtung*. Veröffentlichung der Patentanmeldung Deutsches Patent- und Markenamt 2007.

- [DE102006002686A1] NISHIJIMA, H., YAMADA, E., NAGANO, Y. und TANIGUCHI, M. (DENSO Corp.): *Ejektorkältemittelkreislaufvorrichtung*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2010.
- [DE102006002686A9] IKEGAMI, M., TAKEUCHI, H., NISHIJIMA, H., OSHITANI, H., YAMADA, E. und MAEHARA, T. (DENSO Corp.): *Ejektorpumpenkreisvorrichtung*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2006.
- [DE102006012441A1] OSHITANI, H., TAKEUCHI, H., TAKANO, Y., SAITO, M. und ISHIZAKA, N. (DENSO Corp.): *Ejektorpumpenkreisvorrichtung*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2006.
- [DE102006014867A1] SAITO, M., TAKEUCHI, H., TAKANO, Y., OSHITANI, H., ISHIZAKA, N. OGATA, G. und MAEHARA, T. (DENSO Corp.): *Ejektorpumpenkühlkreis*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2006.
- [DE102006036549A1] YAMADA, E., TAKEUCHI, H. und NISHIJIMA, H. (DENSO Corp.): *Ejektorpumpenkreis*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2007.
- DE102006036282A1] IMAZU, M., TAKEUCHI, H., HASEGAWA, A., IEDA, H. SUZUKI, H. (DENSO Corp.): *Kühlkreisvorrichtung mit Ejektorpumpe*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2007.
- [DE102006038462A1] TAKEUCHI, H. und IKAGAMI, M (DENSO Corp.): *Kühlkreisvorrichtung mit einer Ejektorpumpe und Kältemittelverzweigungskonstruktion dafür*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2007.
- [DE102006038061A1] YAMADA, E., TAKEUCHI, H. und NISHIJIMA, H. (DENSO Corp.): *Kühlkreislaufausbildung mit Ejektor*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2007
- [DE102006038464A1] NISHIJIMA, H., TAKEUCHI, H., YAMADA, E., IKEGAMI, A. und OSHITANI, H. (DENSO Corp.): *Ejektorpumpenkreisvorrichtung*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2008.
- [DE102007023691A1] YOKOYAMA, N., TAKEUCHI, H., IKAGAMI, M., YAMAMOTO, Y. (DENSO Corp.): *Ejektorpumpenkreis*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2007.
- [DE102007028252A1] NISHIJIMA, H., YAMADA, E., MATSUI, H., TAKEUCHI, H., OOMURA, G. und FUJIWARA, R. (DENSO Corp.): *Kältemittelkreislaufvorrichtung mit Ejektorpumpe*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2008.
- [DE102007037917A1] OSHITANI, H., TAKEUCHI, H., TAKANO, Y. und GOCHO, M. (DENSO Corp.): *Kältemittelkreislaufvorrichtung mit Ejektor*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2008.

- [DE102009058230A1] NISHIJIMA, H., YAMADA, E., NAGANO, Y. und TANIGUCHI, M. (DENSO Corp.): *Ejektorkältemittelkreislaufvorrichtung*. Offenlegungsschrift Deutsches Patent- und Markenamt 2010.
- US7320229B2 OSHITANI, H., TAKEUCHI, H., NISHIJIMA, H., IKEGAMI, M. und YOKOYAMA, N. (DENSO Corp.): *Ejector refrigeration cycle*. US Patent 2008.
- [US7367202B2] YAMADA, E., TAKEUCHI, H. und NISHIJIMA, H. (DENSO Corp.): *Refrigeration cycle device with ejector*. US Patent 2080.
- [US7428826B2] OSHITANI, H., TAKEUCHI, H., TAKANO, Y., SAITO, M. und ISHIZAKA, N. (DENSO Corp.): *Ejector cycle device*. US Patent 2008.
- [US7726150B2] NISHIJIMA, H., TAKEUCHI, H., YAMADA, E., IKEGAMI, A. und OSHITANI, H. (DENSO Corp.): *Ejector cycle device*. US Patent 2010.
- [US7757514B2] OSHITANI, H., TAKEUCHI, H., YAMADA, E. und NISHIJIMA, H. (DENSO Corp.): *Ejector-type refrigeration cycle device*. US Patent 2010.
- [US20060156745A1] IKEGAMI, M., TAKEUCHI, H., NISHIJIMA, H., OSHITANI, H., YAMADA, E. und MAEHARA, T. (DENSO Corp.): *Ejector cycle device*. US Patentantrag 2006.
- [US20090229304A1] OGATA, G., NISHIJIMA, H., YAMADA, E., GOCHO, M., MATSUI, H. KAYANO, K. und HANO: T. (DENSO Corp.): *Ejector device and refrigeration cycle apparatus using the same*. US Patentantrag 2009.

Anhänge

A1 Schaltbilder und Simulationsergebnisse

A 1.1 1-Verdampfer-Referenzanlage 1VD_o

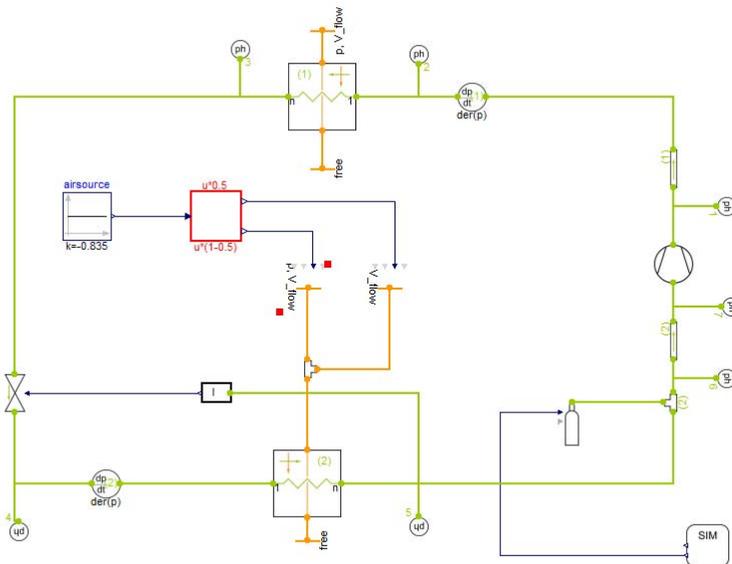


Abb. A 1. 1 Schaltbild für Referenzkreislauf 1VD_o

p_o [MPa]	n [Hz]	$u1$	COP	$T1$ [°C]	$T3$ [°C]
9,421	15,2	0,5	3,3321	36,01	15,03
9,404	15,2	1	3,4518	36,14	17,71
11,638	30,4	0,5	1,8765	41,83	10,32
11,676	30,4	1	1,9136	42,24	12,67

Tab. A 1. 1 Simulationsergebnisse für Referenzkreislauf 1VD_o

A 1.2 2-Verdampfer-Referenzanlage 2VD_o mit Frontboxverdampfer

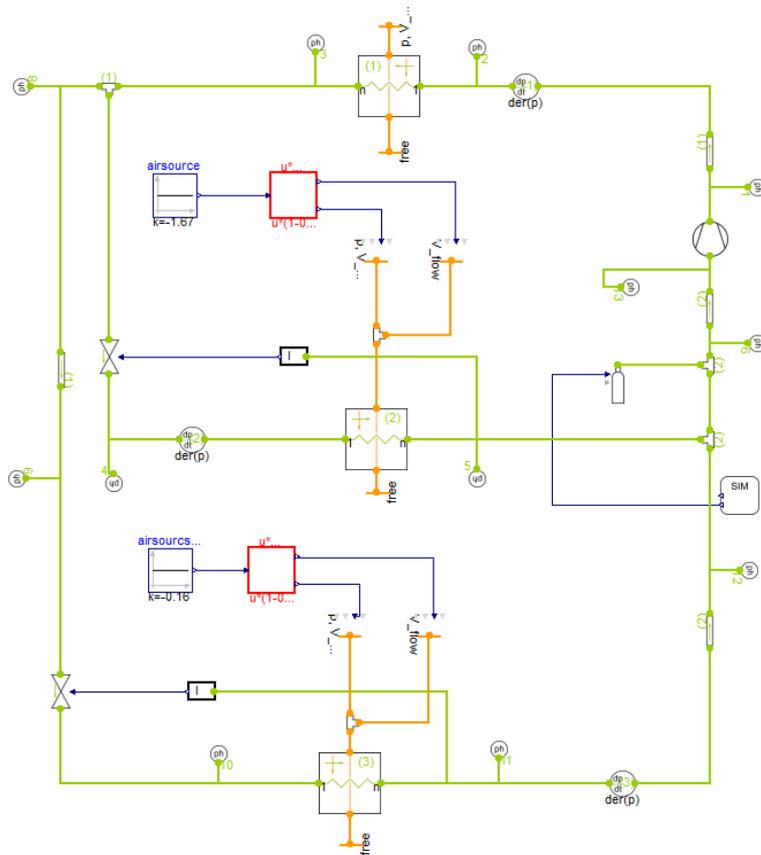


Abb. A 1. 2 Schaltbild für Referenzkreislauf 1VD_o

p_0 [MPa]	n [Hz]	u_1	COP	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_5 [°C]
9,506	15,2	0,5	3,3741	36,15	15,64	16,38
9,477	15,2	1	3,4903	36,26	18,37	19,25
11,871	30,4	0,5	1,892	42,21	11,11	12,15
11,885	30,4	1	1,929	42,6	13,5	14,71

Tab. A 1. 2 Simulationsergebnisse für Referenzkreislauf 2VD_o

A1.3 1-Verdampfer-Ejektoranlage 1VD_Ej

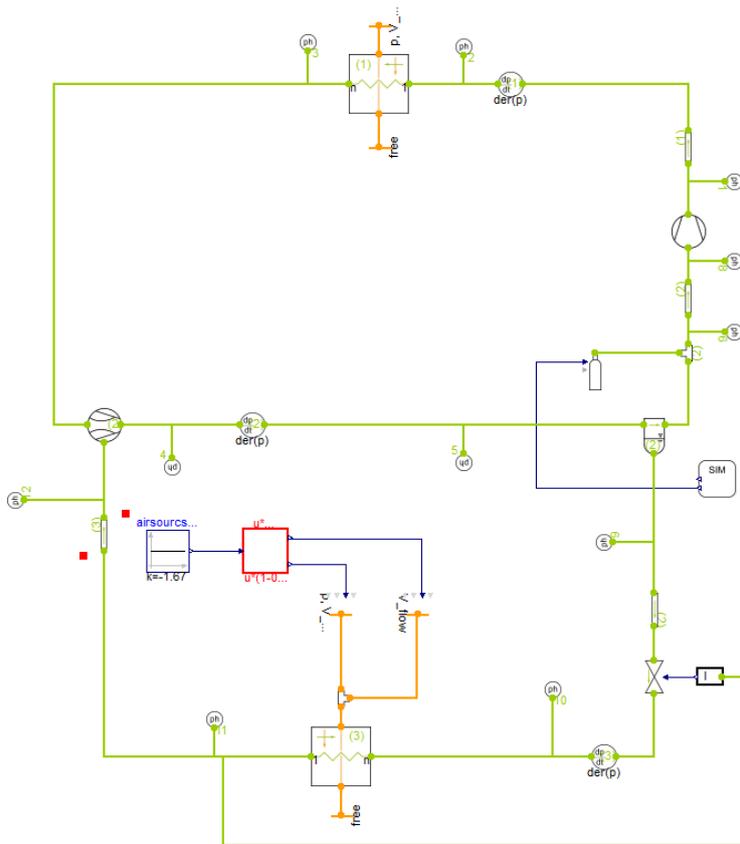


Abb. A 1. 3 Schaltbild für einfachen 1-Verdampfer-Ejektorkreislauf 1VD_Ej

p_0 [MPa]	n [Hz]	u_1	COP	T_1 [°C]	T_3 [°C]
8,50	15,2	0,5	3,2548	34,75	16,62
8,50	15,2	1	3,3132	34,65	19,66
8,50	30,4	0,5	1,4640	35,90	17,32
8,50	30,4	1	0,9511	33,75	23,36
9,50	15,2	0,5	3,3940	36,28	14,64
9,50	15,2	1	3,5387	36,50	17,19
9,50	30,4	0,5	1,8378	39,55	12,82
9,50	30,4	1	1,8408	39,42	15,86
12,00	30,4	0,5	1,8672	42,29	9,85
12,00	30,4	1	1,9059	42,75	12,13

Tab. A 1. 3 Simulationsergebnisse für Ejektorkreislauf 1VD_Ej

A 1.4 2-Verdampfer-Kreislauf mit Ejektor und Frontboxverdampfer 2VD_Ej

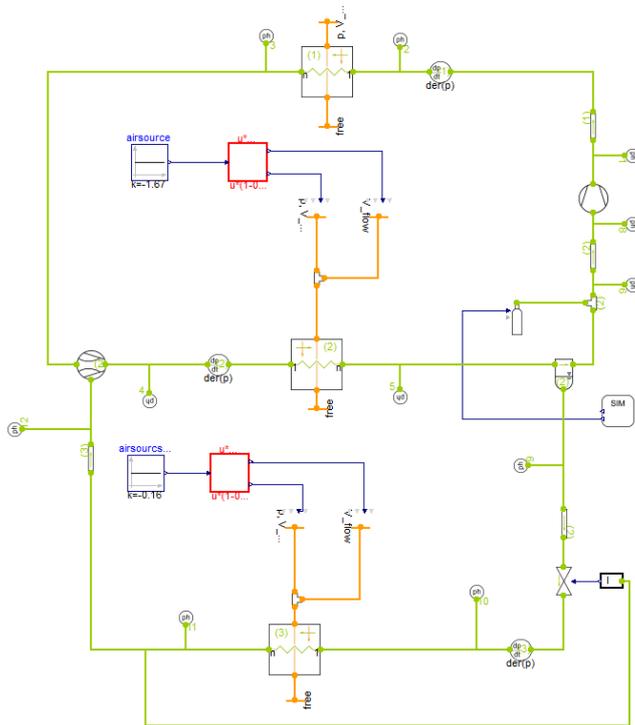


Abb. A 1.4 Schaltbild für 2-Verdampfer-Ejektorkreislauf 2VD_Ej mit Frontboxverdampfer

p_0 [MPa]	n [Hz]	$u1$	COP	$T1$ [°C]	$T3$ [°C]	$T5$ [°C]
8,50	15,2	0,5	3,1644	34,73	18,58	5,43
8,50	15,2	1	3,2801	34,69	21,64	7,03
8,50	30,4	0,5	1,5023	36,55	19,27	-0,47
8,50	30,4	1	1,4411	36,13	22,84	-0,55
9,50	15,2	0,5	3,4520	36,39	16,22	6,70
9,50	15,2	1	3,5772	36,56	18,95	8,64
9,50	30,4	0,5	1,8475	39,56	15,37	-0,03
9,50	30,4	1	1,8639	39,51	18,43	-0,37
12,00	30,4	0,5	1,8963	42,59	11,62	2,36
12,00	30,4	1	1,9322	43,00	14,10	3,86

Tab. A 1. 4 Simulationsergebnisse für Ejektorkreislauf 2VD_Ej

A 1.5 Kompakte 2-Verdampfer-Ejektoranlage 2VD_Ej_kompakt

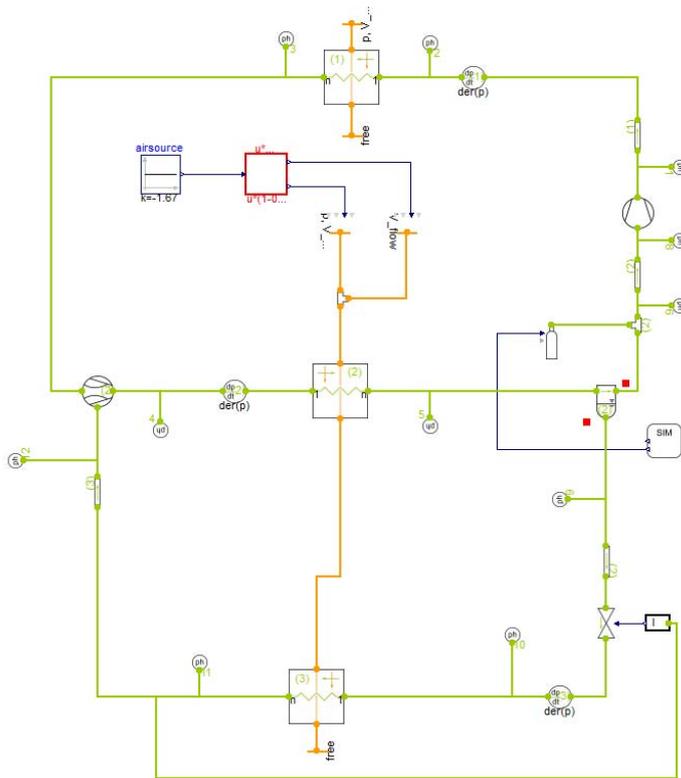


Abb. A 1. 4 Schaltbild für 2-Verdampfer-Ejektorkreislauf 2VD_Ej_kompakt

p_o [MPa]	n [Hz]	u_1	COP	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_5 [°C]
8,50	15,2	0,5	3,2126	34,74	18,83	16,67
8,50	15,2	1	3,2836	34,67	21,94	19,65
8,50	30,4	0,5	1,4827	36,44	20,06	16,76
8,50	30,4	1	1,4417	35,93	23,74	20,29
9,50	15,2	0,5	3,4916	36,42	16,27	14,40
9,50	15,2	1	3,6247	36,60	19,02	17,01
9,50	30,4	0,5	1,8474	39,55	15,76	12,80
9,50	30,4	1	1,8609	39,48	18,90	15,75
12,00	30,4	0,5	1,8818	42,50	11,64	9,59
12,00	30,4	1	1,9320	43,00	14,09	11,79

Tab. A 1. 5 Simulationsergebnisse für Ejektorkreislauf 2VD_Ej_kompakt

A 1.6 Kompakte 2-Verdampfer-Ejektoranlage mit Luftsplitting 2VD_Ej_Split

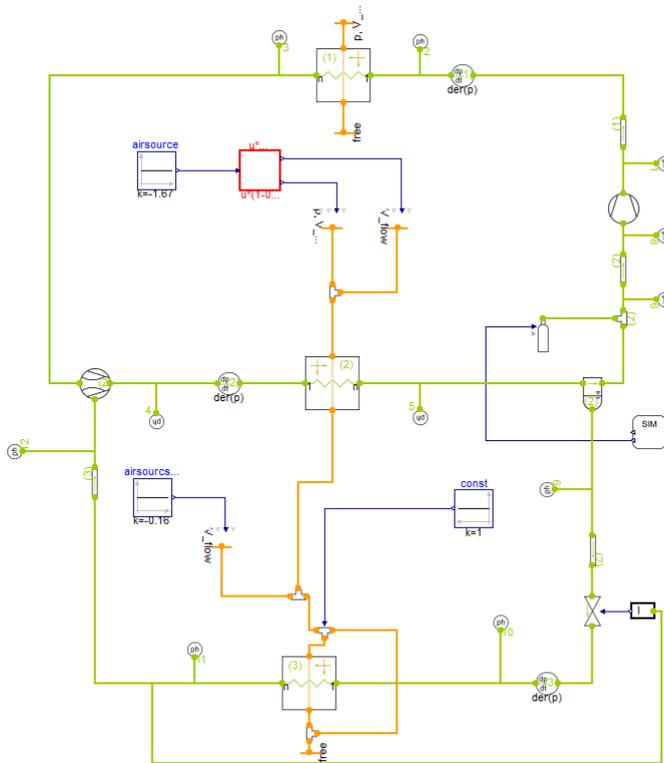


Abb. A 1. 5 Schaltbild für 2-Verdampfer-Ejektorkreislauf 2VD_Ej_Split

p_0 [MPa]	n [Hz]	u_1	COP	T_1 [°C]	T_3 [°C]	T_5 [°C]
8,50	15,2	0,5	3,1706	34,72	18,85	15,73
8,50	15,2	1	3,1970	34,65	21,95	18,42
8,50	30,4	0,5	1,4846	36,46	19,96	14,77
8,50	30,4	1	1,4194	35,95	23,68	17,96
9,50	15,2	0,5	3,4599	36,40	16,33	13,92
9,50	15,2	1	3,5800	36,57	19,06	16,22
9,50	30,4	0,5	1,8472	39,55	15,72	11,44
9,50	30,4	1	1,8725	39,49	18,83	19,64
12,00	30,4	0,5	1,8983	42,60	11,60	9,08
12,00	30,4	1	1,8994	42,62	14,08	11,08

Tab. A 1. 6 Simulationsergebnisse für Ejektorkreislauf 2VD_Ej_Split, in dem 50% der Luft im Bypass am zweiten Verdampfer vorbeigeführt wird

A 2 Verwendete Stoffdatenmodelle und angepasste Modellparameter

A 2.1 PC-SAFT-Zustandsgleichung

In der PC-SAFT-Gleichung werden Moleküle als harte Kette aus m Segmenten des Durchmessers σ und der Wechselwirkungsenergie ε . beschrieben. Der Einfluss der abstoßenden Wechselwirkungen wird nach einem Ansatz von Chapman et al. wiedergegeben, während ein Störungsterm F^{Pert} ($= F^{\text{disp}}$) die dispersiven Wechselwirkungen zwischen den Kettenmolekülen gemäß der Barker-Henderson Störungstheorie zweiter Ordnung beschreibt

$$\frac{F^{\text{pert}}}{Nk_B T} = \frac{F_1}{Nk_B T} + \frac{F_2}{Nk_B T}. \quad (\text{A2.1})$$

Für eine Gemisch berechnen sich die Beiträge aus

$$\frac{F_1}{Nk_B T} = 2\pi\rho[\sum_{l=0}^6 a_l(\bar{m}) \delta^l] \sum_i \sum_j x_i x_j m_i m_j \left(\frac{\varepsilon_{ij}}{k_B T}\right) \sigma_{ij}^3 \quad (\text{A2.2})$$

$$\frac{F_2}{Nk_B T} = \pi\rho\bar{m} \frac{[\sum_{l=0}^6 b_l(\bar{m}) \delta^l]}{\left[1 + \bar{m} \frac{8\delta - 2\delta^2}{(1-\delta)^4} + (1-\bar{m}) \frac{20\delta - 27\delta^2 + 12\delta^3 - 2\delta^4}{[(1-\delta)(2-\delta)]^2}\right]} \sum_i \sum_j x_i x_j m_i m_j \left(\frac{\varepsilon_{ij}}{k_B T}\right)^2 \sigma_{ij}^3, \quad (\text{A2.3})$$

mit der Packungsdichte δ und den Gleichungsparameter a_l und b_l , die bestimmt werden aus

$$a_l(m) = a_{0l} + \frac{m-1}{m} a_{1l} + \frac{(m-1)(m-2)}{m^2} a_{2l}, \quad (\text{A2.4})$$

für b_l entsprechend. Die Koeffizienten a_{0l} , a_{1l} , a_{2l} , b_{0l} , b_{1l} und b_{2l} der PC-SAFT-Gleichung sind der Literatur zu entnehmen [GS01].

Die stoffspezifischen Parameter ε , σ und m sind für die Reinstoffe durch Fitten an experimentelle Daten zu bestimmen. Die im Rahmen dieses Projekt ermittelten Parameter für die Schmiermittel und die Literaturwerte für CO_2 sind in der Tab A 2.1 gegeben.

Komponente	M [g/mol]	ε [K]	σ [Å]	m	$\Delta v/v_{\text{rein}}$ [%]	N
CO_2	44,01	169,2073	2,78519	2,07273		
PEC4	416,51	222,3529	3,36487	14,4347	0,30	39
PEC5	472,62	236,1142	3,55936	14,4888	0,38	139
PEC6	528,73	207,5520	3,28334	20,5560	0,39	40
PEC7	584,84	188,3454	3,26600	22,8263	0,63	40
PEC8	640,94	172,7739	3,23595	25,6423	0,86	40
PEC9	697,04	173,7529	3,17850	29,6257	0,98	89
PEB8	640,94	201,8996	3,57556	19,8790	0,87	99
POE68	760,00	254,7690	3,88491	19,5650	0,16	31

Tab. A 2. 1 Reinstoffparameter für die PC-SAFT-Zustandsgleichung und resultieren Abweichung bei der Wiedergabe der Reinstoffvolumina

Tab. A 2.2. beinhaltet die angepassten Wechselwirkungsparameter der PC-SAFT-Gleichung für CO₂-Öl-Gemische

Gemisch	k _{ij}	d _{ij}	Δp/p [%]	Δx [mol/mol]	N
CO ₂ + PEC4	-0,015111981	0,000170865	2,48	0,0076	80
CO ₂ + PEC5	-0,001826438	0,000190823	2,83	0,0083	46
CO ₂ + PEC6	-0,015868813	0,000207838	1,80	0,0061	81
CO ₂ + PEC8	-0,005022249	0,000272315	1,57	0,0043	56
CO ₂ + PEB8	0,049160956	0,000124044	3,19	0,0095	37
CO ₂ + POE68	0,078536516	0,000019260	2,62	0,0084	36

Tab. A 2. 2 Wechselwirkungsparameter für die PC-SAFT-Zustandsgleichung, angepasst an binäre VLE-Daten und resultierende Abweichung von N experimentellen Datenpunkten

A2.2 VTPR-Zustandsgleichung mit G^E-Mischungsregel

Das VTPR Modell [AG01] ist eine Modifikation der Peng-Robinson (PR) Zustandsgleichung mit einem Translationsparameter c

$$p = \frac{RT}{v+c-b} - \frac{a}{(v+c)(v+c+b) + b(v+c-b)} \quad (\text{A2.5})$$

der aus der Differenz zwischen der experimentellen und berechneten Dichte der reinen Komponente bei einer reduzierten Temperatur von $T_r = 0.7$ bestimmt wird.

Neben der Volumentranslation unterscheidet sich die VTPR-Gleichung vom PR-Modell durch eine verbesserte Temperaturfunktion $\alpha(T)$ für den Reinstoffparameter a = a_c·α(T)

$$\alpha(T) = T_r^{N(M-1)} \exp[L(1 - T_r^{NM})] \quad (\text{A2.6})$$

Die Koeffizienten N, M, und L werden generell für die einzelnen Komponenten durch Fitten an experimentelle Dampfdrücke bestimmt, was allerdings für die Schmieröle nicht möglich ist. Wenn keine Parameter N, M und L für die reinen Komponenten verfügbar sind, lässt sich α(T) unter Verwendung generalisierter Parameter bestimmen.

Stoffspezifische Parameter in der VTPR-Gleichung sind a und b, die aus der kritischen Temperatur T_c, den kritischen Druck p_c und den azentrischen Faktor ω bestimmt werden. Da diese Daten für Schmiermittel nicht verfügbar sind, wurden T_c, p_c und ω durch Anpassung an experimentelle Dichten ermittelt, und sind in der Tab. A2.3 zusammengestellt.

Komponente	T _c [K]	p _c [MPa]	v _c [cm ³ /mol]	ω	Δv/v _{rein} [%]
CO ₂	304,13	7,3773	94,118	0,2229	
PEC4	528,90	0,9243	1462,6	2,8569	0,54
PEC5	564,40	0,8132	1717,4	2,8534	0,65
PEC6	549,74	0,7117	1974,2	2,8569	0,64
PEC8	568,19	0,5828	2491,8	2,8569	0,72
PEB8	573,52	0,5872	2796,3	2,5800	0,74
POE68	708,96	0,6066	2987,1	2,5800	0,37

Tab. A 2. 3 Reinstoffparameter für die VTPR-Zustandsgleichung und resultierende experimentellen Reinstoffvolumina

Für Gemischrechnungen wurde die PSRK-Mischungsregel in Verbindung mit dem G^E-Modell UNIQUAC [AP75, MP78] verwendet. Im UNIQUAC-Modell wird die molare freie Exzessenthalpie G^E des Gemisches beschrieben durch

$$\frac{G^E}{RT} = \sum x_i \ln \frac{\Phi_i}{x_i} + \frac{z}{2} \sum q_i x_i \ln \frac{\Theta_i}{\Phi_i} - \sum_i q_i x_i \sum_j \Theta_j \tau_{ij}, \quad (\text{A2.7})$$

mit der Koordinationszahl z = 10, den reduzierten Volumina r_i und den reduzierten Oberflächen q_i der Komponenten. Der Oberflächenanteil Θ_i und Volumenanteil Φ_i einer Komponente berechnet sich aus

$$\Theta_i = \frac{x_i q_i}{\sum x_i q_i}, \quad \Phi_i = \frac{x_i r_i}{\sum x_i r_i}. \quad (\text{A2.8})$$

Der Wechselwirkungsparameter τ_{ij} wird als temperaturabhängiger Parameter bestimmt aus

$$\tau_{ij} = \exp\left(a_{ij} + \frac{b_{ij}}{T} + c_{ij} \ln T\right), \quad (\text{A2.9})$$

wobei die Parameter a_{ij}, a_{ji}, b_{ij}, b_{ji}, c_{ij}, c_{ji} durch Fitten an binäre Gemischdaten bestimmt werden. Tab. A2.4. beinhaltet die angepassten Wechselwirkungsparameter für CO₂-Öl-Gemische, Tab. A2.5 die verwendeten UNIQUAC-Parameter r_i und q_i.

Gemisch	a _{ij} a _{ji}	b _{ij} b _{ji}	c _{ij} c _{ji}	Δp/p [%]	Δx [mol/mol]	N
CO ₂ + PEC4	-13,93207 -50,36185	0,152685 1,338787	0,000000 0,000300	1,14	0,0031	83
CO ₂ + PEC5	47,224600 53,580812	0,835932 -0,277859	-0,002924 0,005093	2,07	0,0059	46
CO ₂ + PEC6	14,800609 -21,744418	0,365586 1,217757	-0,000172 0,000784	1,05	0,0039	88
CO ₂ + PEC8	123,468267 117,959667	0,126641 0,838046	0,000010 0,001002	1,19	0,0035	56
CO ₂ + PEB8	93,369821 27,300741	1,135103 0,218762	-0,003846 0,005438	1,55	0,0049	37
CO ₂ + POE68	117,156791 135,171807	-0,148687 0,433147	-0,000391 0,001858	2,00	0,0039	36

Tab. A 2. 4 Wechselwirkungsparameter für binäre VLE-Berechnungen mit der VTPR-Zustandsgleichung + G^E-Mischungsregel (mod. PSRK) + UNIQUAC-Modell

Komponente	r	q
CO ₂	1,3000	0,9820
PEC4	17,4367	14,6720
PEC5	19,5967	16,8320
PEC6	22,8319	18,9920
PEC8	28,2771	23,3120
PEB8	33,4814	29,3764
POE68	31,0599	27,3581

Tab. A 2. 5 UNIQUAC-Parameter r und q für die reinen Komponenten

A2.3 Friction Theory zur Berechnung von Viskositäten

In der Friction Theory wird die residuelle Viskosität eines Reinstoffs oder Gemisches in Relation gesetzt zu den repulsiven und attraktiven Beiträgen p_r und p_a zum Systemdruck

$$\eta = \eta_0 + \kappa_a p_a + \kappa_{aa} p_a^2 + \kappa_r p_r + \kappa_{rr} p_r^2. \quad (\text{A2.10})$$

Die temperaturabhängigen Koeffizienten werden berechnet aus

$$\begin{aligned} \psi_1 &= \exp(\Gamma) - 1, & \psi_2 &= \exp(\Gamma^2) - 1, & \Gamma &= \frac{T_c}{T} \\ \kappa_a &= (a_0 + a_1 \psi_1 + a_2 \psi_2) \Gamma \\ \kappa_{aa} &= (A_0 + A_1 \psi_1 + A_2 \psi_2) \Gamma^3 \\ \kappa_r &= (b_0 + b_1 \psi_1 + b_2 \psi_2) \Gamma \\ \kappa_{rr} &= (B_0 + B_1 \psi_1 + B_2 \psi_2) \Gamma^3, \end{aligned} \quad (\text{A2.11})$$

wobei die Parameter durch Anpassung an experimentelle Reinstoffviskositäten bestimmt werden. Die ermittelten Parameter für die untersuchten Schmiermittel und CO₂ sind in der nachfolgenden Tabelle A 2.6 zusammengestellt.

	CO ₂	PEC5	PEC7	PEC9	PEB8
a0 [10 ⁻⁵ mPas/MPa]	-0,33105	-232,8338	51,6167	-109,4036	-30,9550
a1 [10 ⁻⁵ mPas/MPa]	-5,89329	-43,0693	50,4214	-235,2676	-452,8078
a2 [10 ⁻⁵ mPas/MPa]	4,84043	5,6183	-36,6859	-173,7098	-34,6702
b0 [10 ⁻⁵ mPas/MPa]	10,39715	-138,3997	64,7472	723,4627	26,6786
b1 [10 ⁻⁵ mPas/MPa]	18,87127	-47,4023	84,3887	-189,6496	210,7530
b2 [10 ⁻⁵ mPas/MPa]	-8,55734	8,9988	-19,2742	-185,2785	-17,9958
A0 [10 ⁻⁵ mPas/MPa ²]	-0,00938	-0,0317	-0,5214	-0,3410	-1,6789
A1 [10 ⁻⁵ mPas/MPa ²]	-0,00787	-0,0343	0,0580	-0,1585	-0,2884
A2 [10 ⁻⁵ mPas/MPa ²]	0,00853	-0,0012	-0,0334	-0,0715	-0,0464
B0 [10 ⁻⁵ mPas/MPa ²]	0,00024	0,0281	0,1015	0,2622	-1,0401
B1 [10 ⁻⁵ mPas/MPa ²]	0,01108	0,0432	0,0145	0,1310	0,1266
B2 [10 ⁻⁵ mPas/MPa ²]	-0,00218	0,0005	0,0301	0,0971	0,05033
T _c [K]	304,13	820,36	705,11	673,96	740,79

Tab. A 2. 6 Parameter für die Berechnung von Viskositäten nach der Friction Theorie auf Basis der PC-SAFT-Zustandsgleichung.

A2.4 Free -Volume Modell für die Viskosität

Im Free-Volume Modell wird die Viskosität berechnet aus

$$\eta = \eta_0 + \frac{\rho l \left(\alpha \rho + \frac{pM}{\rho} \right)}{\sqrt{3RTM}} \exp \left[B \left(\frac{\alpha \rho + \frac{pM}{\rho}}{RT} \right)^{\frac{3}{2}} \right]. \quad (\text{A2.12})$$

Die stoffspezifische Parameter α , l und B des Free-Volume Modells nach Pensado et al [PPC08] sind in der Tabelle Tab A2.7 gegeben.

	CO ₂	PEC5	PEC7	PEC9	PEB8
α [m ⁵ /(mol s)]	20,341	449,026	606,147	769,557	818,135
B [-]	0,0157	0,00219	0,00154	0,00118	0,00142
l [10 ⁻¹⁰ m]	0,5739	0,1544	0,13840	0,13420	0,02770

Tab. A. 2. 7 Parameter für die Berechnung von Viskositäten nach der Free Volume Methode Datenpunkten nach [PPC08].